

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# AKCELEROVANÉ ZKOUŠKY KULOVÉHO KLOUBU VOZIDLA

VEHICLE BALL-JOINT ACCELERATED TESTING

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

BC. BOHUMÍR SÝKORA

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

ING. PAVEL RAMÍK

BRNO 2010



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/10

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Bohumír Sýkora

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Akcelerované zkoušky kulového kloubu vozidla**

v anglickém jazyce:

#### **Vehicle Ball-Joint Accelerated Testing**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte zpracování a vyhodnocení akcelerovaného testu kulového kloubu vozidla a ověřte získané výsledky verifikací experimentem.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte rešerši problematiky akcelerovaných testů komponent automobilů se zaměřením na druhy prováděných testů, vhodnost jejich použití, způsoby praktického provedení a software pro jejich zpracování.
2. Připravte postup zpracování vybraného akcelerovaného testu s využitím zvoleného software.
3. Proveďte praktické zpracování provedené akcelerované zkoušky kulového kloubu vozidla.
4. Ověřte získané výsledky verifikací experimentem.
5. Proveďte celkové zhodnocení, vyslovte se k vhodnosti použitých metod zpracování a vyslovte doporučení pro jejich další použití.

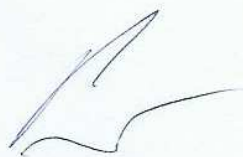
Seznam odborné literatury:

- [1] DODSON, B. L., SCHWAB, H. L. Accelerated Testing. A Practitioner's Guide to Accelerated and Reliability Testing. SAE International 2006.
- [2] KLYATIS, L. M. The Strategy of Accelerated Reliability Testing Development for Car Components. SAE International 2000.
- [3] ALTA: Accelerated Life Testing Data Analysis Software Tool [online], 2009, poslední revize 12.10.2009. Dostupné z: <<http://alta.reliasoft.com/>>
- [4] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. Pružnost a pevnost I, VUT Brno 1992.

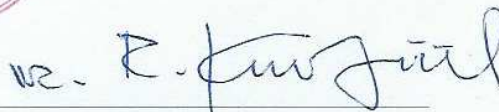
Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Ramík

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/10.

V Brně, dne 20.11.2009



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
Ředitel ústavu



doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan

## **ANOTACE**

Cílem této diplomové práce je návrh a vypracování akcelerované zkoušky životnosti kulového kloubu ve spolupráci s firmou TRW-DAS a.s. Diplomová práce obsahuje rešerši problematiky akcelerovaných zkoušek životnosti, se zaměřením na zkoušky prováděné firmou. Dále je v práci rozebrána příprava akcelerované zkoušky životnosti, její samotná realizace a verifikace experimentem. Práce dále obsahuje počítačovou simulaci napjatosti zkoušeného kulového kloubu s použitím softwaru MKP.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Akcelerovaná zkouška životnosti, analýza napjatosti, kulový kloub, Pro/Engineer, ANSYS

## **ANOTATION**

The subject of this diploma thesis is the design and the development of accelerated life test Ball-Joint in cooperation with company TRW-DAS a. s. The diploma thesis includes a review about accelerated life tests on specialized tests made by the company. In the thesis are analyzed the preparations of accelerated life tests, the implementation and verification by experiment. The thesis also includes the computer strain simulation of Ball-Joint by FEM software.

## **KEYWORDS**

Accelerated Life Test, Strain Analysis, Ball-Joint, Pro/Engineer, ANSYS



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

SÝKORA, B. *Akcelerované zkoušky kulového kloubu vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 78 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík





## **PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE**

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval zcela samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

V Brně 28.května 2010

.....  
Bohumír Sýkora



## **PODĚKOVÁNÍ**

Za účinnou podporu a obětavou pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce, děkuji vedoucímu diplomové práce panu Ing. Pavlu Ramíkovi a panu Ing. Janu Ludvíkovi Ph.D. Dále pak děkuji všem, kteří mne podporovali během mého studia.



## Obsah

Obsah .....	13
1. Úvod .....	15
1.1 Důvod akcelerované zkoušky .....	15
1.2 Proč akcelerovat - výhody a nevýhody .....	16
1.3 Úskalí a rizika .....	17
1.4 TRW Automotive .....	17
1.4.1 TRW-DAS a.s. v Dačicích .....	17
2. Akcelerované testy životnosti .....	18
2.1 Deformačně pevnostní spolehlivost .....	18
2.1.1 Volba zatížení dle pevnostního hlediska .....	20
2.2 Definice života produktu .....	20
2.3 Vzorky .....	21
2.4 Matematické modely .....	21
2.4.1 Korelace s realitou .....	21
2.4.1.1 Degradace (selhání) mechanismu jako kritérium pro dostatečně přesnou simulaci reality .....	22
2.4.2 Lineární akcelerace .....	23
2.4.2.2 Zatížení časově závislé .....	23
2.4.3 Lineární model .....	24
2.4.4 Arrheniův model .....	25
2.4.5 Eyringův model .....	26
2.4.6 Další modely .....	27
2.4.6 Základní typy rozdělení spojité náhodné proměnné .....	30
2.5 Strategie testování .....	31
2.5.1 Druhy poškozujících faktorů .....	31
2.5.2 Data z testů a druhy testů .....	31
2.5.3 Testy s přírůstkovou (skokovou) změnou zatížení (Step-stress testy) .....	33
2.5.4 Degradací testy .....	33
2.6 Způsoby softwarového vyhodnocení .....	34
3. Kulové čepy .....	35
3.1 Testy kulových kloubů .....	37
3.1.2 Základní rozdělení testů .....	38
4. Vytvoření modelu kulového kloubu .....	39
4.1 Kulový čep .....	39
4.2 Vrchní pouzdro kulového kloubu .....	40
4.3 Spodní pouzdro kulového čepu .....	41
4.4 Hlavice kulového kloubu .....	42
4.5 Krycí víko .....	43
4.6 Přípravek pro prováděný test .....	43
5. Zatížení kulového čepu během zkoušky .....	45
5.1 Zjednodušení jednotlivých součástí .....	45
5.2 Analýza napjatosti v MKP systému ANSYS .....	48
5.2.1 Tvorba modelu .....	49
5.3 Výstupy analýzy napjatosti v MKP systému ANSYS .....	60
5.4 Výsledky analýzy napjatosti .....	64
6. Průběh testu .....	65
6.1 Získané výsledky z testu .....	67

6.1.1 Vliv frekvence.....	68
6.2.1 Vliv překcelerace.....	68
6.2.2 Vliv vedlejších faktorů.....	69
6.3 Verifikace experimentem.....	70
7. Závěr .....	74
8. Seznam použitých zdrojů .....	75
9. Seznam obrázků .....	76
10. Použité označení veličin.....	77

## 1. Úvod

Tato diplomová práce se zabývá zvýšením hospodárnosti zkoušek konstrukčních komponentů automobilů pomocí akcelerovaných testů ve spolupráci se společností TRW-DAS a.s. Společnost TRW-DAS a.s. zkouší automobilové komponenty a má zájem na zvýšení efektivity stávajících zkoušek pomocí akcelerovaných testů životnosti.

Tato metodika zkoušek je v dnešní době velice žádaná z důvodu úspory času a tedy i menší ekonomické náročnosti. Můžeme říci, že i přes vyšší energetické nároky na zkoušku, je finanční úspora akcelerované (zrychlené) zkoušky životnosti více než znatelná.

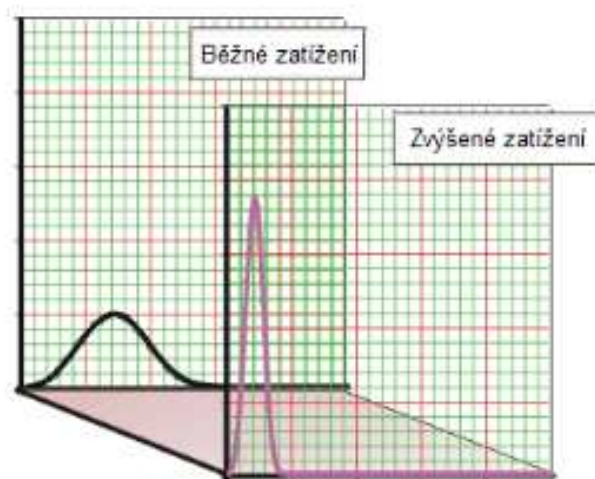
### 1.1 Důvod akcelerované zkoušky

Akcelerované zkoušky lze rozčlenit na dvě skupiny. První skupinou jsou zkoušky zkrácené, kdy dochází k zhuštění časového průběhu zkoušek (nepřetržitá pracovní doba stroje, odstranění prostojů aj.) nebo zlepšením přesnosti měření výstupních parametrů zkoušky (moderní měřicí metody, extrapolace, statistické zpracování aj.). Zkoušky zkracují odhad základních ukazatelů spolehlivosti. Tato doba je kratší než doba při běžných podmínkách provozu vozidla, resp. jeho části (součástí), tj. během doby testování  $t_{ZR}$  touto metodou dostaneme odhady ukazatelů spolehlivosti pro kompletní časový interval provozu  $t$ . Zrychlené (akcelerované) zkoušky jsou dány obecným vztahem:

$$t_{ZR} < t \quad (1)$$

Následující typ zkoušek je pro naše účely výhodnější. Tyto zkoušky se nazývají zpřísněné zkoušky. Jsou založeny na zvýšení intenzity probíhajících procesů během testu, které působí náhlé nebo degradační procesy (zvýšení vlivu faktorů okolního prostředí, vlhkost, chem. prostředí aj. a režimu zkoušek tj. zatížení, rychlosti, teplot aj.). Mechanismus poruch u zrychlených zkoušek (například zvýšeným zatížením, zpřísněním provozního režimu, zvýšením teplot, tlaků aj.), umožní zkrácení zkoušky technického života vozidla, kdy dochází ke zvýšené intenzitě výskytu poruch. Výstupní výsledky z testu je možno převést pro normální provozní podmínky a získání akceleračního faktoru či jiných vlastností zkoušky.

Zpřísněné neboli akcelerované (zrychlené) zkoušky životnosti jsou zjednodušeně vysvětleny pomocí obr. 1.1, kde je znázorněna zrychlená zkouška životnosti pomocí zvýšeného napětí, a která znázorňuje rozložení hustoty pravděpodobnosti (tzv. pdf – Probability Density Function) u prováděných zkoušek.



Obr. 1.1 Akcelerovaná zkouška [3]

## 1.2 Proč akcelerovat - výhody a nevýhody

Hlavním účelem akcelerované zkoušky životnosti je snížení časové náročnosti testu a tím snížení ekonomických nákladů. Akcelerovaný test zhodnotí komponenty mnohem rychleji než stejný standardní neakcelerovaný test.

Výhody (viz. např. [1]):

- snížení časového intervalu zkoušky
- snížení nákladů na zkoušku
- pozitivní působení na spokojenost zákazníka (rychlejší dodání výsledků, levnější zkouška)
- stejný nebo podobný test může být použit pro budoucí podobné testy

Nevýhody (viz. např. [1]):

- ceny
  - cena prototypu
  - ceny vybavení (monitorování výsledků) též vyšší nároky (zátěž apod.)
- složitější návrh zkoušky, nastavení a sestavení testu

Všechny výše zmíněné nevýhody jsou relativní z hlediska ceny, protože dané zkoušky jsou již provedeny bez akcelerace a tedy otázky ceny za zkušební vybavení a laboratoře odpadají. Jedinou nevýhodou je vyšší náročnost na zatížení vzorku a tedy vyšší nároky kladené na zkušební zařízení a spotřebu energie.



## 1.3 Úskalí a rizika

V automobilovém průmyslu je akcelerovaná zkouška spolehlivosti žádanou a vyhledávanou alternativou běžných neakcelerovaných zkoušek pro snížení délky stávající zkoušky a tedy i snížení ceny testu komponent. K akcelerovaným zkouškám životnosti se však vztahuje několik problémů, které jsou vysvětleny níže.

Mezi zmíněné problémy patří:

- akcelerovaná zkouška pouze napodobuje skutečné podmínky, protože v reálném provozu jsou skutečné podmínky komplexem jednotlivých zátěžových stavů, jejich kombinací, spojením a interakcí. Tyto stavy se velmi těžko nahrazují zkušebními zatíženími,
- jednotlivé akcelerované zkoušky životnosti využívají různé druhy zátěžových faktorů jako např. mechanický, vibrace, vlhkost, chem. sloučeniny a elektrický proud. Tyto faktory mohou zvýšit akcelerační faktor, ale skutečné faktory se mohou vzájemně ovlivnit či vůči sobě na součásti navzájem nevyskytovat,
- některé společnosti využívají pouze jeden nebo několik kroků z akcelerované zkoušky životnosti, ale nepoužijí celý postup řešení,
- frekvence simulace (např. zatěžujících sil) neodpovídá reálným vlivům (reálné frekvenci),
- testované komponenty pracují v reálném prostředí vzájemně, navzájem se tedy ovlivňují (setrvačnost apod.),
- opakovatelnost zkoušky,
- získání podobnosti mezi akcelerovaným a standardním neakcelerovaným testem.

## 1.4 TRW Automotive

Diplomový projekt byl zpracován ve spolupráci s firmou TRW-DAS a.s. se sídlem v Dačicích. Firma TRW Automotive je jednou s nevýznamnějších firem na poli autopříslušenství, aktivní a pasivní bezpečnosti pro výrobce vozidel ne jen v České republice, ale po celém světě. TRW Automotive působí ve 190-ti lokalitách 24 zemí pěti kontinentů a zaměstnává 67 500 lidí. [9]

V České republice je firma TRW Automotive zastoupena několika závody: TRW Autoelektronika, s.r.o. v Benešově, TRW-DAS a.s. v Dačicích, TRW Automotive ve Frýdlantu v Čechách, TRW Lucas Varity s.r.o. v Jablonci nad Nisou, TRW Carr s.r.o. v Mladé Boleslavi a TRW Volant a.s. v Horních Počernicích. Každý z těchto závodů se zaměřuje na jiné odvětví automobilového průmyslu. [9]

### 1.4.1 TRW-DAS a.s. v Dačicích

Závod TRW-DAS a.s. vznikla na základě privatizačního projektu dne 1.3.1993, z Dačických strojíren založena akciová společnost TRW-DAS a.s. Firma TRW Inc. zastoupená svou dceřinou společností TRW GmbH für industrielle Beteiligungen získala k 31.4.1993 rozhodující podíl akcií. [9]

TRW-DAS a.s. se skládá ze dvou závodů:

- závod řízení je součástí skupiny Braking & Suspension Europe se sídlem v Koblenzi, SRN.
- závod ventily je součástí skupiny Engine Components Europe se sídlem v Barsinghause, SRN.

Obě skupiny podléhají vedení TRW Automotive Operations se sídlem v Livonia, Michigan, USA.[9]

Mezi výrobky patří motorové ventily, díly řízení, podvozkové díly a sloupky volantu. V diplomové práci se zaměřím na kulové čepy řízení, které spadají do kategorie dílů řízení.

## **2. Akcelerované testy životnosti**

Zrychlené neboli akcelerované zkoušky životnosti jsou v dnešní době velice žádané a dá se říci, že i nevyhnutelné řešení pro společnosti, které potřebují snížit náklady a efektivitu výroby se zachováním či zvýšením kvality výrobků.

„Zrychlená zkouška spolehlivosti je prováděna ve zvláštních podmínkách a je určena k získání informací o spolehlivosti objektu v kratších lhůtách než při provozu v reálných podmínkách stanovených technickou dokumentací. Zvláštní podmínky nesmí způsobovat změnu mechanismu poruch.“[7]

To vše je ještě ohraničeno dvěma tendencemi, získat co nejúplnější charakteristiky spolehlivosti za předpokladu zvýšených nákladů, nebo snaha o krátkost a nízké náklady zkoušek.

Cílem akcelerovaných testů životnosti je urychlení testování komponent v zájmu zachování spolehlivosti a předvídání délky jejich bezporuchového stavu a životnosti.

### **2.1 Deformačně pevnostní spolehlivost**

Základním požadavkem na každou konstrukci je, aby plnila svojí požadovanou funkci:[4]

- a) v realizovaném stavu, přičemž parametry se v jistých tolerancích liší od parametrů předpokládaných v návrhu,
- b) za běžných provozních i některých mimořádných provozních podmínek,
- c) po požadovanou dobu.

Schopnost soustavy za těchto podmínek pracovat, čemuž se říká spolehlivost, která se vyjadřuje tzv. charakterem spolehlivosti a ta různým způsobem:[4]

a) slovně např.: [4]

- spolehlivost je dostatečná,
- malá,
- vyhovující,
- přiměřená,
- nevyhovující apod.

b) jednoduchou relací ve tvaru  $\alpha \leq \alpha_M$  nebo  $\alpha \geq \alpha_M$  [4]

kde:  $\alpha$  je parametr ve vyšetřovaném zátěžovém stavu, který nám charakterizuje deformačně-pevnostní spolehlivost.

$\alpha_M$  je mezní hodnota parametru  $\alpha$

$$\begin{aligned}\alpha < \alpha_M & \quad - \text{vyhovující} \\ \alpha \geq \alpha_M & \quad - \text{nevyhovující}\end{aligned}\tag{2}$$

c) „jednoduchou deterministikou číselnou veličinou, kterou označujeme jako koeficient bezpečnosti k, zkráceně bezpečnost, a která vede ke slovní formulaci:“ [4]

$$\begin{aligned}k < 1 & \quad - \text{nevyhovuje,} \\ k > 1 & \quad - \text{pravděpodobně vyhovuje,} \\ k_i > k_j & \quad - \text{stav i je bezpečnější než j, atd.}\end{aligned}\tag{3}$$

Bezpečnost  $k_m$  vzhledem k meznímu stavu  $m$  je číslo [4]

$$k_m = \frac{\alpha_{Mm}}{\alpha}\tag{4}$$

kde:  $\alpha_{Mm}$  je mezní hodnota veličiny  $\alpha$ , popisující vznik mezního stavu  $m$ ,

$\alpha$  je veličina, určená pro vyšetřování zatěžovací stav. [4]

Další charakteristikou spolehlivosti a to je životnost:

„Životnost je doba, ne počet zatěžovacích cyklů (bloků), kterými lze zatěžovat těleso do vzniku mezního stavu.“ [4]

V tomto případě budeme spolehlivost vyjadřovat relací: [4]

$$t \leq t_f ; t \geq t_f \quad \text{nebo} \quad N \leq N_f ; N \geq N_f\tag{5}$$

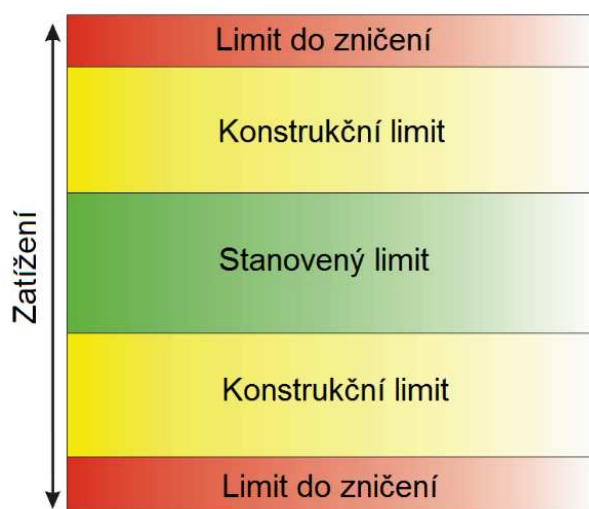
kde:  $t, N$  je doba – počet cyklů, kterými bylo těleso již zatíženo,

$t_f, N_f$  je doba – počet cyklů, které jsou požadovány.

### 2.1.1 Volba zatížení dle pevnostního hlediska

Na akcelеровanou zkoušku životnosti, jak již bylo řečeno v úvodu, se můžeme dívat ze dvou hledisek. Za prvé: Když není výrobek používán nepřetržitě a jen v určitých časových intervalech (cyklech), je tento výrobek akcelеровán tím, že se vyloučí tyto intervaly prodlevy, kdy je výrobek nepoužíván. [8]

Druhý přístup je vhodný pro výrobky, které pracují nepřetržitě. Tyto výrobky nemohou být akcelеровány prvním způsobem, tedy vyvstává problém, jak akcelеровat. V tomto případě je výrobek testován zvýšením zátěžového faktoru (zátěže). U těchto výrobků je nutná pevnostní a materiálová charakteristika, kdy je test konzultován s konstrukční částí výroby výrobku. Musí být řečeno, kde je hranice zátěže daného výrobku a jestli se dá, dle konstrukčního hlediska daným způsobem zvednutím zátěže (akcelерace) testovat. [8]



Obr. 2.1 Typický zátěžový rozsah pro testované komponenty [8]

## 2.2 Definice života produktu

Definicí života produktu je myšlena jeho spolehlivost bezporuchově pracovat za podmínek daných jeho konstrukcí. Životnost produktu se může měřit v cyklech, hodinách, jednotkách vzdálenosti (km, m apod.), teplotě či jiných jednotkách. Životnost produktu je často nazývaná čas do poruchy „Time to failure“. [1]

Definovat životnost produktu, simulovanou akceleračním testem, může být obtížné. Pro příklad mnoha automobilových společností určuje životnost brzdného systému 10 let. Akcelеровaný test musí zahrnovat běžné použití brzdného systému (které odráží také řidičovo psychické rozpoložení při použití brzdného systému), počet použití brzdného systému, parkování pomocí brzdného systému a další. Pro akcelеровanou zkoušku potřebujeme data z reálného testu (počet použití brzdného systému, střední hodnotu, percentil atd.). U firem, které se zabývají zkouškami, jsou tyto hodnoty dodány zákazníkem, který určí mezní hodnoty pro daný komponent. [1] Zkouška může být také zjednodušena, kde zátěžový stav tvoří zatížení, která ovlivnění součásti nejvíce a jsou vyloučena ta zatížení, která nemají na součást vliv (např. zkouška tlumičů, kde se vylučuje vliv rovné silnice. Zkouší se pouze na úsecích, které tlumiče ovlivňují).

Určení množství cyklů (zátěže) pro zkoušku, by mělo být blízké skutečnému počtu cyklů zkoušené komponenty. Vysoké množství cyklů dává přesnější výsledky, ale to zvyšuje délku trvání testu a tím i cenovou náročnost.[1] Z tohoto důvodu jsou dvě tendence v přístupu ke zkouškám:

- získat co možná nejúplnější charakteristiky spolehlivosti,
- snaha o krátkost a nízké náklady zkoušek.

Akcelerační test eliminuje dobu prodlevy mezi cykly, což zcela neodpovídá skutečnému procesu zatěžování součástí. Například u testu dveří automobilů projdou dveře 38 000 cyklů (otevřeno a zavřeno) ve 12 hodinách. Panty dveří nejsou ochlazovány jako při běžných podmínkách, do testu není zahrnuta koroze dveří nebo působení jiných kontaminujících látek. [1]

## **2.3 Vzorky**

Statistika předpokládá, že náhodný vzorek reprezentuje celý soubor vzorků. Získání náhodného vzorku reprezentujícího celý soubor, vyžaduje všechny zástupce existujících variant.[1]

Těmi jsou např.: [1]

- variace od mnohonásobné produkce,
- variace od četného množství surových materiálů,
- variace od opotřebení nástroje,
- variace od údržby obráběcích strojů,
- variace od klimatických změn v různých ročních obdobích,
- variace od změn dodavatele.

Tyto variace mohou být přijatelné k dosažení náhodného vzorku reprezentujícího celý soubor vzorků pro opakované vyhodnocení, ale to je téměř nesmyslné pro vývoj nových produktů. Tudíž, test životnosti demonstrující spolehlivost pro statisticky dostatečnou hladinu významnosti není vždy možný. Nejlepší alternativou je test s nejhorším případem tolerance. [1]

## **2.4 Matematické modely**

### **2.4.1 Korelace s realitou**

Nejjednodušším způsobem kontroly akcelerovaného testu je srovnání se standardním neakcelerovaným testem. Z běžného testu vyplývají data pro vytvoření a kontrolu akcelerovaného testu. Když je vzájemná odchylka obou testů v akceptovatelných hodnotách, můžeme pokračovat pouze v akceleračním testu, který později opakujeme bez opětovné kontroly se standardním neakcelerovaným testem.

### 2.4.1.1 Degradace (selhání) mechanismu jako kritérium pro dostatečně přesnou simulaci reality

Úroveň korelace výsledků akcelerovaných testů (AT) k výsledkům běžných neakcelerovaných testů závisí na tom, jak přesně jsou stanoveny. Tato korelační úroveň je kritérium pro možnosti využití výsledků AT pro rychlé zlepšení jakosti výrobku, vývoj a předpověď únavy produktu, trvanlivosti, spolehlivosti atd. [2]

Různé druhy AT se užívaly po 100 let.

1. V posledních 40 - 50 letech byla základní kritéria pro vyhodnocení úrovně skutečného života, simulace namáhání, zatížení atd., tak primárně získané výsledky testu. Senzory namáhání a zatížení byly jednoduché zařízení pro tento cíl. Tato metoda je jednoduchá, krátká a nejčastěji užívaná. [2]
2. Další metoda je korelace AT výsledků s výsledky standardní neakcelerované zkoušky. Tato metoda je časově náročnější, zvláště jestli chceme vyhodnotit trvanlivost, spolehlivost atd. po několik let. Dalším záporným aspektem této metody je, že nastává konečné zničení produktu. [2]  
Když užíváme první metodu, primární parametry výstupu (namáhání, zatížení, atd.) nejsou dostatečné k tomu, aby charakterizovaly proces zrychlené zkoušky. Tam je často dobrá korelace mezi namáháním, zatížením apod. během zrychlené zkoušky a praktické zkoušky, ale nedostatečnou korelací s mechanismy degradace (selhání). Toto je obtížné uskutečnit, pokud se začalo vyskytovat selhání součástí. [2]
3. Lepší metoda je srovnání degradace (selhání) mechanismu (procesu) během AT s tímto procesem během reálné zkoušky. Zde můžeme stručně určit jak vysoká úroveň zrychlení je možná pro AT. Vyšší úroveň korelace znamená kratší čas testování, ale příliš vysoká úroveň zrychlení může měnit fyzikální (chemický, mechanický atd.) charakter degradace produktu (například se mohou projevit praskliny během testovacího intervalu). Fyzikální (chemický, mechanický atd.) mechanismus degradace je přiblížení k zrychlené kvalifikaci a základní kritérium pro simulaci procesu skutečného života zrychlenou zkouškou. Tento mechanismus může být mechanický, fyzický, chemický, elektrický, tepelný, zářením atd. Parametry, například, pro mechanický proces degradace jsou deformace, trhliny, creep, opotřebení atd. Pro parametry chemické degradace je typická elektrolytická koroze kovů, ničení plastů a gumy, snížení barvy, ochrany mazání atd. Pro fyzikální degradaci jsou parametry výsledků střídání fyzikálních podmínek plastů, gumy, kovů atd. Jestli senzory vyhodnotí tyto parametry, mohou měřit jejich rychlost změny během času, srovnávat reálnou zkoušku a laboratorní zkoušku. Můžeme určit, jak jsou podmínky AT podobné se skutečnými životními stavy. Jestli jsou tyto procesy podobné, můžeme si být jisti dostatečnou souvztažností mezi výsledky AT a reálnými výsledky. [2]

## **2.4.2 Lineární akcelerace**

Diskuze o akcelerovaném testu životnosti sahají hodně hluboko, zahrnují předpoklad, že zatěžující faktor aplikovaný na díly při zrychlené zkoušce byl stálý (neměnný). Při skutečném životě jsou různé druhy zátěže a tyto druhy mohou být použity pro vykonávání zrychlené zkoušky. Zrychlené zkoušky životnosti mohou být charakterizovány neměnným namáháním, stupňovitě proměnným namáháním, cyklickým namáháním, náhodným namáháním a dalšími druhy namáhání. Tyto druhy průběhu zatížení jsou charakterizovány podle závislosti na čase. Zde jsou dvě možnosti namáhajících zátěžových schémat: [3]

- zatížení časově nezávislé
- zatížení časově závislé

Matematické zpracování, modely a předpoklady závisí na závislosti namáhání na čase.[3]

### **2.4.2.1 Namáhání časově nezávislé**

Když je namáhání časově nezávislé, namáhání aplikovaná na vzorek se nemění s časem. Jinými slovy, je teplotní zatížení vyvoláno teplotou, každý vzorek je testován působením stejné teploty zvýšené akceleračním faktorem, například 100°C a tato data jsou zaznamenána. Namáhání je časově nezávislé (v čase konstantní). Tento způsob zatěžování je pro akcelerační zkoušku životnosti méně vhodný, protože omezuje možnosti realizace akcelerace.

### **2.4.2.2 Zatížení časově závislé**

Když je namáhání časově závislé, produkt je namáhán (mechanicky, chemickými vlivy atd.) kolísajícím v čase. U produktů vystavených časově závislým namáháním dochází rychleji k modu selhání. Tyto modely zatěžování jsou považovány za ideální vstupní data pro akcelerační zkoušku. Kumulativní poškození modelu, dovolí analyzovat data ze zrychlených zkoušek trvanlivostí s časově závislými zátěžovými profily.[3]

Přírůstkový (skokový) model namáhání a související model rostoucího namáhání jsou typické případy časově závislých zátěžových testů. V těchto případech, namáhání zůstává stálé po vymezenou dobu a potom je skokově zvednuto do další úrovně, kde zatížení zůstává opět stálé po daný časový interval do té doby, než je opětovně zvýšeno stupňovité zatížení.[3] Tedy zatížení má ve svém charakteru oblasti, kdy je namáhání nezávislé (konstantní) v čase. Při celkovém pohledu na graf zatížení v závislosti na čase, jsou zřetelné četné střídání těchto zatížení.

Stejná myšlenka může být rozšířena tak, aby zahrnula zatížení jako nepřetržitou funkci času.[3] Tyto způsoby jsou nejúspornější z hlediska délky času. Jedná se o progresivní namáhání a úplně časově závislé namáhání.

Shrnuto, zrychlená zkouška životnosti může být sestavena ze sebraných dat z pečlivě navržených zrychlených zkoušek životností. Dobře navržené zrychlené zkoušky životnosti používají zatížení (mechanické, chemické atd.) v úrovních, které převyšují úroveň zatížení produktu při skutečném použití, aby urychlily způsoby porušení, jež by se vyskytovalo při neakcelerovaném testu. Výchozí rozdělení náhodné proměnné (jako exponenciální, Weibullova a Log-normální časové rozdělení) je vybráno tak, aby odpovídalo rozdělení pro příslušný test. Model popisující životnost v závislosti na působícím zatížení (Life-Stress Model) - Arrheniův, Eyringův atd., pak může být vybrán kvantitativní cestou z různorodých funkcí, zohledňující spolehlivost, střední životnost, zkrácení času zkoušky atd.[3]

### 2.4.3 Lineární model

Nemáme-li žádnou transformační funkci pro model zrychlení, použijeme lineární transformaci podle času, která je nejpoužívanější. Předpokládáme, čas selhání podle normálních provozních podmínek je: [1]

$$t_0 = \varepsilon \cdot t_\varepsilon \quad (6)$$

kde:  $\varepsilon$  je akcelerační faktor

$t_\varepsilon$  je čas selhání nebo čas zvýšení zátěžové charakteristiky

Když  $f(t)$  představuje pdf (hustotu pravděpodobnosti) při akceleračních podmínkách, pak pdf pod běžnými provozními podmínkami je: [1]

$$f_0(t) = \frac{1}{\varepsilon} f\left(\frac{t}{\varepsilon}\right) \quad (7)$$

Spolehlivostní funkce podle běžných provozních podmínek je: [1]

$$R_0(t) = R\left(\frac{t}{\varepsilon}\right) \quad (8)$$

Intenzita náhodného jevu (Hazard Function) podle běžných provozních podmínek je: [1]

$$h_0(t) = \frac{1}{\varepsilon} h\left(\frac{t}{\varepsilon}\right) \quad (9)$$



Tabulka 1 ukazuje nejběžnější rozdělení, pro které používáme akcelerační faktor roven jedné. Akcelerační faktor se rovná jedné, pokud  $\varepsilon = 1$ . Pro  $\varepsilon = 1$  jsou spolehlivostní funkce ukázány v tab.1, Tyto funkce nepředstavují žádné zrychlení.

Rozdělení	Funkce spolehlivosti s normálními podmínkami
Weibullovo	$R(t) = \exp \left[ - \left( \frac{t}{\varepsilon \theta} \right)^\beta \right]$
Log-normální	$R(t) = 1 - \Phi \left( \frac{\ln t - \ln \varepsilon - \mu}{\sigma} \right)$
Normalní	$R(t) = 1 - \Phi \left( \frac{t - \varepsilon \mu}{\varepsilon \sigma} \right)$
Exponenciální	$R(t) = e^{-\frac{\lambda t}{\varepsilon}}$

Tab.1 Nejběžnější rozdělení životnosti [3]

#### 2.4.4 Arrheniův model

Arrheniův model (nebo vztah) je pravděpodobně nejběžnějším vztahem životnost-napětí používaným u zrychlených zkoušek životnosti. Arrheniův model je nejvíce užíván, když vlivy zrychlení (nebo namáhání) jsou teplotní (teplota). Vztah je odvozený z Arrheniovy rovnice reakční rychlosti. Arrheniova rovnice reakční rychlosti se dostane: [3]

$$R(T) = A \cdot e^{-\frac{E_A}{K \cdot T}} \quad (10)$$

kde : R je rychlost odezvy,  
A je neznámá netepelná konstanta,  
 $E_A$  je aktivační energie (eV),  
T je absolutní teplota (K).

Aktivační energie je energie, při které se molekula zúčastní reakce. Jinými slovy, aktivační energie je míra účinku teploty na reakci. [3]

Životnost je úměrná obrácené reakční rychlosti, tak Arrheniův vztah životnost-napětí je dán: [3]

$$L(T) = C \cdot e^{\frac{B}{V}} \quad (11)$$

kde : L reprezentuje střední životnost, charakteristickou životnost, medián nebo životnost  $B(X)$ ,  
V reprezentuje úroveň zatížení (formulovanou pro teplotu),  
C je určený parametr modelu ( $C > 0$ ),  
B je dalším z parametrů modelu.

#### 2.4.4.1 Arrheniův akcelerační faktor

Nejvíce užívaný vztah pro akcelerační faktor je ve tvaru poměru skutečného života k životu zjištěnému akcelerovanou zkouškou:[3]

$$A_F = \frac{L_{USE}}{L_{Accelerated}} \quad (12)$$

Pro Arrheniův model: [3]

$$A_F = \frac{L_{USE}}{L_{Accelerated}} = \frac{C e^{\frac{B}{V_U}}}{C e^{\frac{B}{V_A}}} = e^{\left(\frac{B}{V_U} - \frac{B}{V_A}\right)} \quad (13)$$

Jestliže předpokládáme, že je  $B$  známé (použitím aktivační energie), předpokládána aktivační energie sama určí akcelerační faktor![3]

#### 2.4.5 Eyringuv model

Eyringův vztah byl formulován na principu kvantové mechaniky a nejčastěji je používán pro tepelnou zátěž. Eyringův vztah je také často užíván pro jiné zátěžné veličiny než pro teplotu např. pro vlhkost. Vztah je dán:[3]

$$L(V) = \frac{1}{V} \cdot e^{-\left(\frac{A-B}{V}\right)} \quad (14)$$

kde:  $L$  reprezentuje střední životnost, charakteristickou životnost (požadovanou),  
medián nebo životnost  $B(X)$ ,  
 $V$  reprezentuje úroveň zatížení (formulovanou pro teplotu),  
 $A$  je parametr modelu,  
 $B$  je dalším z parametrů modelu.

Eyring vztah je podobný Arrheniůvu vztahu. Tato podobnost je víc zjevná, jestliže rovnici (14) rozepíšeme následujícím způsobem: [3]

$$L(V) = \frac{1}{V} \cdot e^{-\left(\frac{A-B}{V}\right)} \quad (15)$$
$$L(V) = \frac{e^{-A}}{V} \cdot e^{\frac{B}{V}}$$

nebo :

$$L(V) = \frac{1}{V} \cdot \text{konst.} \cdot e^{\frac{B}{V}} \quad (16)$$

Pro porovnání Arrheniův vztah je dán: [3]

$$L(V) = C \cdot e^{\frac{B}{V}} \quad (11)$$

Porovnání rovnice (16) s Arrheniovým vztahem je zřejmé, že je mezi nimi jediný rozdíl ve zlomku  $\frac{1}{V}$  v termínu v rovnici (16). Obecně, oba vztahy dávají velmi podobné výsledky. Eyring vztah je postaven na podobném základě jako Arrheniův vztah. [3]

#### 2.4.5.1 Eyringův akcelerační faktor

Pro Eyringův model je akcelerační faktor dán vztahem: [3]

$$A_F = \frac{L_{USE}}{L_{Accelerated}} = \frac{\frac{1}{V_u} e^{-\left(A - \frac{B}{V_u}\right)}}{\frac{1}{V_A} e^{-\left(A - \frac{B}{V_A}\right)}} = \frac{e^{\frac{B}{V_u}}}{e^{\frac{B}{V_A}}} = \frac{V_A}{V_u} e^{B\left(\frac{1}{V_u} - \frac{1}{V_A}\right)} \quad (17)$$

#### 2.4.6 Další modely

Těmito modely se v práci nezabýváme tak detailně, jako u předchozích modelů. Jsou však nedílnou součástí mnoha výpočtů, proto uvádím jejich přehled.

##### A. Inverse Power Law model

Inverse Power Law vztah (či IPL) se používá obvykle pro analyzování dat, která jsou akcelerovaná netepelným zatížením. IPL model je dán vztahem: [8]

$$L(V) = \frac{1}{K \cdot V^n} \quad (18)$$

Kde: L představuje střední životnost, charakteristický život (požadovanou), střední život, životnost B(X) apod.  
V prezentuje zátěžovou úroveň.  
K je parametr modelu ( $K > 0$ ).  
n je další parametr modelu.

##### B. Tepelně – vlhkostní vztah

Tento vztah se používá, když jsou akceleračními parametry teplota a vlhkost. Tento kombinovaný model je dán vztahem: [8]

$$L(U, V) = A \cdot e^{\left(\frac{\phi}{T} + \frac{b}{U}\right)} \quad (19)$$

Kde:  $\phi$  je jeden ze tří stanovených parametrů.  
b je druhý ze tří definovaných parametrů.  
A je třetí ze tří definovaných parametrů.  
U je relativní vlhkost (netepelné zatížení).  
T je teplota (v absolutních jednotkách).

### C. Tepelně-netepelný vztah

Tepelně-netepelný vztah je další dvouparametrický model daný vztahem: [8]

$$L(U, V) = \frac{C}{U^n \cdot e^{\frac{B}{T}}} \quad (20)$$

Kde : U je netepelné zatížení.

T je tepelné zatížení (v absolutních jednotkách).

B, C, n jsou definované parametry modelu.

### Víceparametrické vztahy

Doposud byly uvedeny vztahy, kde byly buď jedna nebo dvě zátěžné veličiny. Ve většině praktických případů je celkové zatížení funkcí, která závisí na více než jedné či dvou proměnných. Navíc je život produktu definován jako funkce mechanické zátěže a jiných proměnných, jak je uvedeno v [8].

### D. General log-lineární vztah

Tento vztah popisuje životní charakteristický (medián, střední životnost apod.) jako funkci vektoru  $\mathbf{n}$  zatížení, čili: [8]

$$\vec{X} = (X_1, X_2 \dots X_n) \quad (21)$$

Do tohoto vztahu je možné zahrnout až do osmi zatížených veličin. Výpočetně je dán vztahem: [8]

$$L(\underline{X}) = e^{\alpha_0 + \sum_{j=1}^n \alpha_j X_j} \quad (22)$$

Kde:  $\alpha_j$  jsou parametry modelu,

$\underline{X}$  je vektor n zatížení.

Tento vztah může být upraven a může být redukován na vztah podobný dřívějším vztahům, je-li to potřebné či požadováno. Pomocí zpětné transformace na X, tedy  $V = 1 / X$  dostaneme dle [8]:

$$L(V) = e^{\alpha_0 + \frac{\alpha_1}{V}} = e^{\alpha_0} e^{\frac{\alpha_1}{V}} \quad (23)$$

Vztah popsáný rovnicí (23) můžeme redukovat na Arrheniův vztah, kde: [8]

$$C = e^{\alpha_0} \quad (24)$$

$$B = \alpha_1 \quad (25)$$

$$L(V) = C e^{\frac{B}{V}} \quad (26)$$

## E. Model úměrných rizik (Proportional Hazards model)

Tento model se široce užívá v poli biomechaniky, kde je rostoucí zájem o aplikace spolehlivostního inženýrství. V původní formě je model neparametrický. To znamená, že zde nejsou žádné předpoklady tvaru rozložení chybějící distribuce. Originální neparametrická formulace stejně jako parametrická forma modelu je používána s využitím Weibullova rozložení. Proportional Hazards model, neboli model úměrných rizik obsažen v parametrické formě a může být užíván pro analýzu dat až s osmi proměnnými. [8]

### Neparametrická formulace modelu

U tohoto modelu ovlivňuje chybějící poměr systém nejen jeho operační čas, ale také střední kvadratické odchylky, pod kterými model operuje. [8]

Okamžitá intenzita poruch (či intenzita poruch) součásti je dána: [8]

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{R(t)} \quad (27)$$

Kde:  $f(t)$  je hustota pravděpodobnosti,  
 $R(t)$  je spolehlivostní funkce.

Po úpravách může být intenzita poruch přepsána do tvaru: [8]

$$\lambda(t, \underline{X}) = \lambda_0(t) \cdot e^{\sum_{j=1}^m a_j x_j} \quad (28)$$

Kde:  $a$  je neznámý parametr (také nazvaný parametry regrese) modelu,  
 $x$  je střední kvadratická odchylka,  
 $m$  je počet zatížení souvisejících s náhodnou proměnou (časově nezávislých).

### Parametrická formulace modelu

Parametrická forma modelu úměrných rizik může být získána pomocí vhodného rozdělení Intenzitu poruch lze formulovat na základě Weibullova rozdělení: [8]

$$\lambda_0(t) = \frac{\beta}{\eta} \left( \frac{t}{\eta} \right)^{\beta-1} \quad (29)$$

Kde:  $\eta$  je parametr Weibullova rozdělení,  
 $\beta$  je parametr modelu,  
 $t$  je čas.

Pro model úměrných rizik pro intenzitu poruch dostaneme vztah: [8]

$$\lambda(t, \underline{X}) = \frac{\beta}{\eta} \left( \frac{t}{\eta} \right)^{\beta-1} \cdot e^{\sum_{j=1}^m a_j x_j} \quad (30)$$

Kde:  $\eta$  je parametr Weibullova rozdělení,

$\beta$  je parametr modelu,

$t$  je čas,

$a$  je neznámý parametr (také nazvané parametry regrese) modelu,

$x$  střední kvadratická odchylka,

$m$  je počet zatížení souvisejících s náhodnou proměnou (časově nezávislých).

### 2.4.6 Základní typy rozdělení spojitě náhodné proměnné

„V této kapitole je pojednáno o rozděleních, podle kterých je možné hodnotám náhodné proměnné přiřazovat odpovídající pravděpodobnosti.“ [11]

Nebudou zde popsány veškerá rozdělení, ale pouze ta hlavní. Tato rozdělení jsou pouze rozdělena podle použití, není zde uvedeno jejich matematické vyjádření.

#### A. Weibulovo rozdělení

- „Používá se tehdy, když nelze přijmout předpoklad o konstantní intenzitě jevu.“ [11]
- „Široce je využíváno pro popis dob spojených s poruchami i dob opravy a údržby.“ [11]
- „Rozdělení s parametrem  $\beta > 1$  umožňuje dobrý popis bezporuchovosti a životnosti objektů u kterých se výrazně projevuje vliv opotřebení, únavy, koroze a dalších degradačních procesů.“ [11]
- „Rozdělení s parametrem  $\beta < 1$  umožňuje popis bezporuchovosti v počátečních fázích provozu kdy se projevují výrobní vady.“ [11]
- „V případě, že  $\beta = 1$  Weibulovo rozdělení přechází do exponenciálního rozdělení.“ [11]

#### B. Exponenciální rozdělení

- „V teorii hromadné obsluhy.“ [11]
- „V teorii obnovy.“ [11]
- „Popis bezporuchovosti těch objektů kde se neprojevuje vliv postupné degradace součástí, jako např. stárnutí, koroze, opotřebení a pod. (Konstantní intenzita poruch se běžně předpokládá u vysoce spolehlivých, složitých technických systémů.)“ [11]

### C. Log-normální rozdělení

- „Popis doby technického života u objektů kde se projevuje únava materiálů.“ [11]
- „Popis doby do technického života u objektů, kde s dobou provozu klesá jejich odolnost vůči zatížení vlivem opotřebení nebo jiné degradace.“ [11]
- „Popis chování prvků u nichž se v počátečních fázích provozu projevuje jisté zvyšování odolnosti vůči zatížení, které v dalším provozu vede ke snižování intenzity poruch. (Například tzv. zahořování elektronických součástek.)“ [11]

## 2.5 Strategie testování

### 2.5.1 Druhy poškozujících faktorů

Poškozující faktory okolí se mohou skládat z jednoho či více faktorů. Jedná se např. o teplotní cykly, vibrace, vysokou teplotu, elektrické napětí a teplotní výkyvy (šoky). Všechny profilové charakteristiky poškozujících faktorů jako extrémní zatížení, intenzita výměny, amplituda, frekvence a trvání musí být přizpůsobený samostatně pro každý produkt. Cílem v determinaci poškozujících faktorů a profilové charakteristiky je dosažení maximální zátěže produktu uvnitř oblasti limitů zátěže produktu a celkové dostupnosti zátěže, jak je popsáno[1].

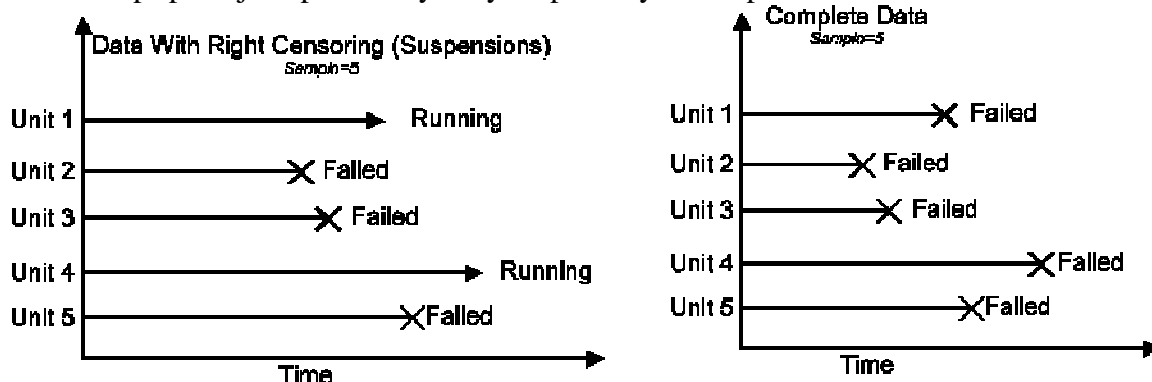
Při volbě poškozujících faktorů musíme brát do úvahy i vliv překcelerování testu životnosti, která se projevuje zkreslením celkového života produktu. Vliv překcelerování je zřetelně vidět u vlivu frekvence zatěžující síly na kulový kloub řízení vozidla, kdy dochází k vytavení vnitřní plastové vložky v důsledku vnitřního tření. Tato porucha není avizována systémem jako chybový stav testu a díky tomu test pokračuje dál nebo je rapidně zkrácena životnost pod reálnou mez.

### 2.5.2 Data z testů a druhy testů

Jednou z možností pro získání dat z testů jsou:

- testy na přežití ,
- testy do poruchy (kompletní data),
- kombinace (cenzurovaná data).

Ve většině případů jsou používány testy do poruchy a dále pak kombinace.



Obr. 2.2 Kompletní a cenzurovaná data z testu [3]

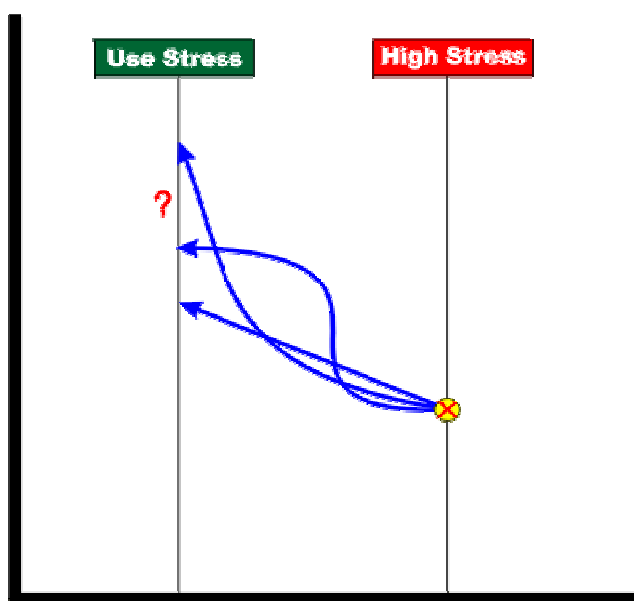
Dalšími možnostmi získávání dat z testu jsou:

- intervaly cenzurovaných výběrů dat – sledování po intervalech např. 100 hodin,
- data s levým cenzurováním.

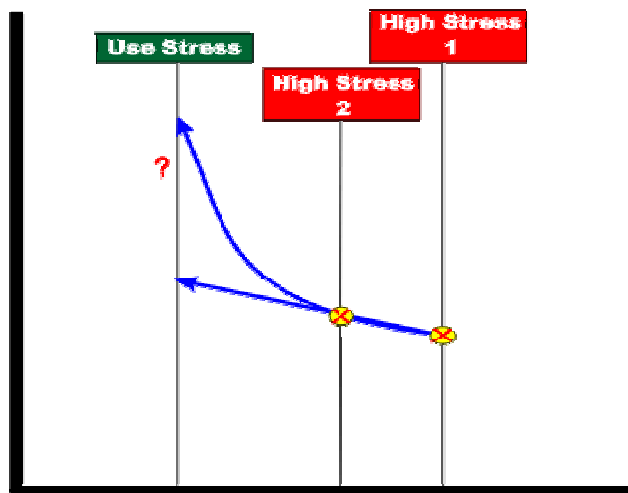
Tyto metody nejsou vhodné pro akcelerovanou zkoušku životnosti, z tohoto důvodu je tedy vynechán jejich popis.

Pro správné vyhodnocení testu je potřebné větší množství dat. S množstvím dat se zpřesňuje výsledek, obr. 2.4.

Při jedné úrovni zatížení není možné přesné zjištění výsledků testu, obr. 2.3.



Obr. 2.3 Malé množství dat (vzorků) [3]



Obr. 2.4 Testování dvou (více) úrovní zatížení [3]



### **2.5.3 Testy s přírůstkovou (skokovou) změnou zatížení (Step-stress testy)**

Jak již bylo dříve řečeno, tento typ testu patří mezi testy s namáháním časově závislým. Tradičně se pro zrychlenou zkoušku používá s časem se měnící zatížení. Hlavním důvodem použití je záruka rychlejšího selhání. Tento typ testu je dnes vysoce žádaný v průmyslu, protože zkracuje přípravu nového produktu.[3]

Nejčastějším typem těchto testů je typ přírůstkový (skokový), nebo-li „step-stress“. Jak již bylo zmíněno v kapitole 2.4.2.2, zkušební vzorky podléhají jeden po druhém vyšší úrovni zatížení v zvolených přírůstkových stupních, které sleduje s časem se měnící zátěžový profil. Vzorky obvykle začínají zkoušku v nižších úrovních zatížení. V daném čase je zatížení zvětšeno a test pokračuje. Test je ukončen, když všechny vzorky selhaly, když je pozorován daný určitý počet selhání, nebo když uplynul daný časový interval zkoušky. [3]

Přírůstkový test může zahrnovat jeden nebo více druhů zatěžování (např. mechanické a tepelné). V některých případech jsou typy zatížení dva: stálé a přírůstkové zatížení. Například, teplota je stálá, zatímco hladina vibrací je zvětšená nebo oba zátěžové faktory, teplota a vibrace, jsou zvýšeny během jednoho přírůstku (skoku). [1]

Přírůstkový test může podstatně zkrátit zkoušku spolehlivosti. Navíc, jak je uvedeno v předchozích odstavcích, je zde mnoho dalších druhů s časem se měnících zátěžových profilů, které mohou být použité v zrychlené zkoušce životností. Vyskytují se zde, ale problémy přesnosti výsledků plynoucí z měnícího se času u testu, než u tradičních konstantních (lineárních) zátěžových testů v celém rozsahu výběru. [3]

### **2.5.4 Degradací testy**

Modelováním pomocí degradace můžeme dramaticky redukovat časové trvání zkoušky a počet vzorků. Dvě vlastnosti degradovaného testování přinášejí efektivnější délku trvání zkoušky a potřebný počet vzorků [1]:

1. čas selhání (Time to Fail) je vypočítaný modelem podle degradujících vlastností vzorku během testu [1],
2. statistické metody používají kontinuální data z technických parametrů degradace, přesněji binomálně, tj. prospěl - neprospěl[1].

Schopnost testu předpovídat vlastnosti dovoluje, aby byl ukončen dříve, než je výpočetní model ukončen, protože spolehlivostní požadavky nebudou dosažené. Uloží testování a test ukončí. Testování může být také zastaveno v počátcích, když model předpovídá úspěšný test, ale extrapolace pro úspěšný test je riskantnější než extrapolace k předpovědi selhání. [1]

Nevýhodou degradačního testování je, že model je použitelný pro degradaci, tedy akcelerované modely nemohou být užívané jako degradační modely. [1]

Degradační testy jsou obecně používány pro creep, vznik a šíření trhliny, určení meze pevnosti v tahu a ohybu, jsou obecně používány pro vznik koroze, prodloužení, průrazné napětí, odpor a mnoho dalších. [1]

Použitím jednoduchého příkladu lineární degradace, jako je opotřebení materiálu (např. se jedná o brzdové destičky a dezén pneumatiky).[1]

Vstupní parametry jsou vzájemnou funkcí, jejíž model je vyjádřen v tab. 2. [1]

<b>Lineární degradace</b>	$y = a + bx$
<b>Exponenciální degradace</b>	$y = ae^{b \cdot x}$
<b>Silová degradace</b>	$y = a \cdot x^b$
<b>Logaritmická degradace</b>	$y = a \cdot \ln(x) + b$
<b>Gompertzova degradace</b>	$y = ab^{(c^x)}$
<b>Lloyd-Lipow degradace</b>	$y = a - \frac{b}{x}$

**Tab.2** Degradací modely[1]

Kde:  $x, y$  jsou vstupní parametry (např. tloušťka materiálu a čas trvání testu)  
 $a, b$  jsou parametry modelu [3]

Parametry v modelu mohou být odhadovány použitím regrese metodou nejmenších čtverců:[1]

$$b = \frac{n \sum_{i=1}^n x_i y_i - \left( \sum_{i=1}^n x_i \right) \left( \sum_{i=1}^n y_i \right)}{n \sum_{i=1}^n x_i^2 - \left( \sum_{i=1}^n x_i \right)^2} \quad (31)$$

$$a = \frac{\sum_{i=1}^n y_i - b \sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad (32)$$

kde  $n$  je počet vzorků. [1]

## 2.6 Způsoby softwarového vyhodnocení

Akcelerované zkoušky životnosti jsou popisovány metodami obecné statistiky a tedy běžně používané softwary Statistika, Minitab, ALTA 7 apod. dovedou zkoušku vyhodnotit nebo určit z daných hodnot akcelerační faktor a další veličiny. Dá se použít i MS Excel, ale jeho použití vyžaduje vnesení a sestavení výpočetních modelů od základní úrovně. Tento problém nemají statistické softwarové nástroje typu Statistika, Minitab apod. U nich bývá problém spíše v jejich náročnosti a komplexnosti. To znamená vyšší nároky na sestavení výpočtu a tedy i na statistické vzdělání obsluhy.

Tyto problémy do značné míry odstraňuje nástroj ALTA 7, který je určen výhradně pro akcelerační a degradační testování. Jeho použití je velmi intuitivní a neklade velké nároky na statistické vzdělání obsluhy. Tento software je možno propojit s dalšími produkty společnosti ReliaSoft a tím zvýšit jeho komplexnost.

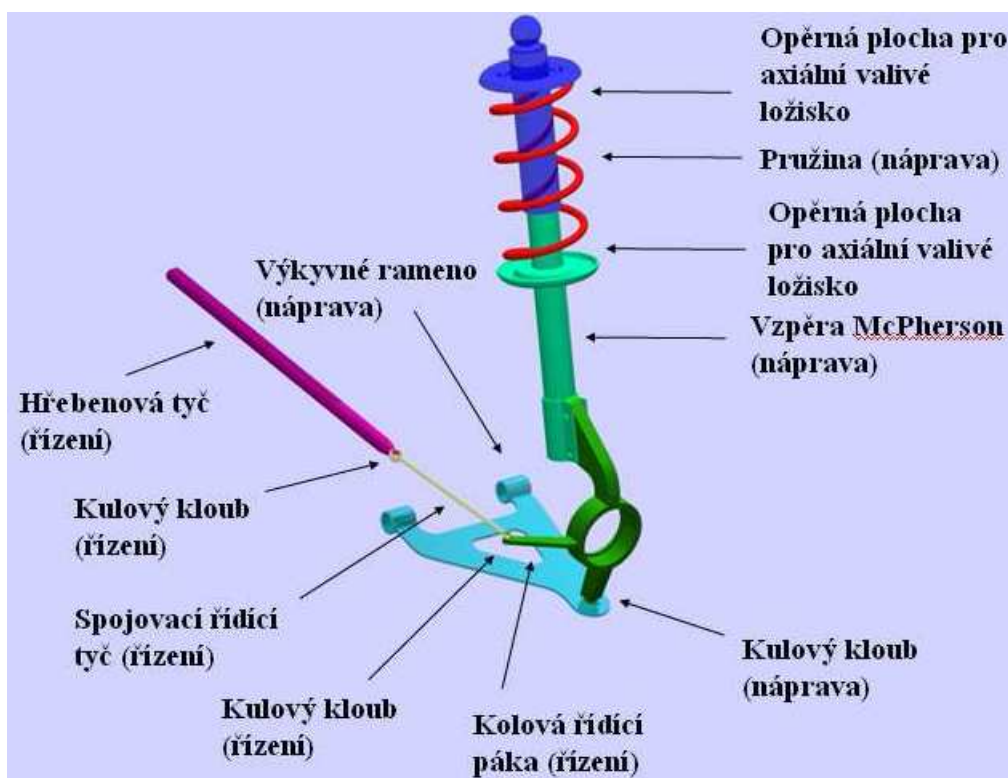
### 3. Kulové čepy

Kulové klouby řízení jsou nedílnou součástí řízení vozidla. Všechny prvky řízení mají několik účelů:[5]

- přenos pohybu z převodky řízení ke kolové řídící páce,
- přenos síly a její změna podle potřeby,
- nastavení vzájemné polohy rejdových kol.

Kulový čep představuje z hlediska kinematiky sférickou vazbu a je umístěn na těhlici kola. Jeho použití na řízené nápravě je z důvodu změny geometrie kola při změně směru jízdy vozidla.

„Od převodovky řízení se přenáší pohyb ke kolové řídící páce soustavou pák a řídících tyčí. Přitom jsou některé části řídícího ústrojí upevněny na odpružených hmotách podvozku, některé na neodpružených částech. Jejich vzájemný pohyb tedy není rovinný, ale prostorový. Tomuto prostorovému pohybu musí vyhovovat vzájemné spojení jednotlivých dílů řídícího ústrojí. Pro toto spojení se proto používají kulové klouby.“ [6]



Obr.3.1 Náprava McPherson [6]

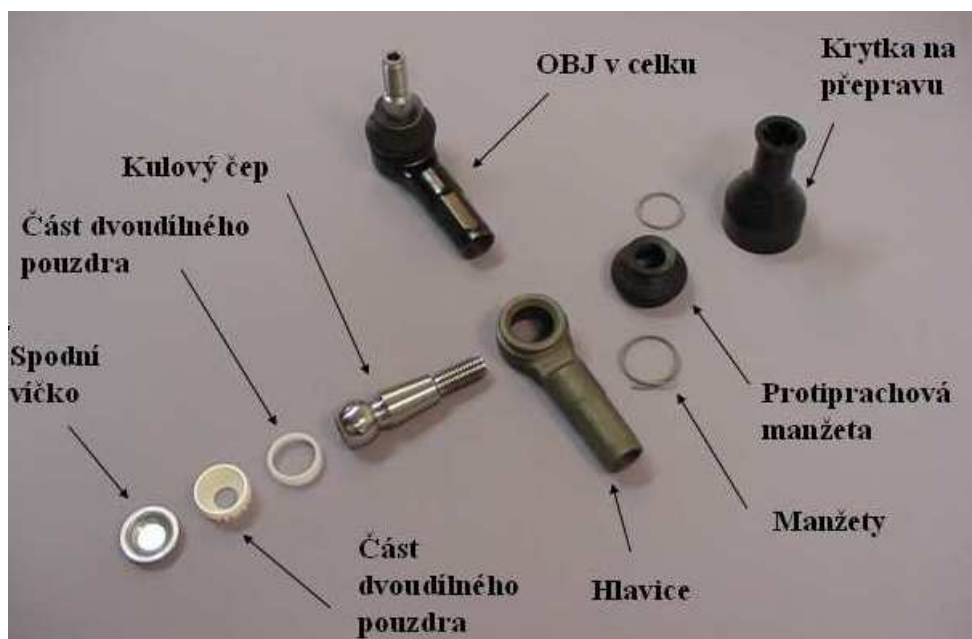


**Obr. 3.2** Pozice kulového kloubu v řízení [12]

Používá se mnoho typů kulových kloubů. Proto jsou zavedeny zkratky vyplývající ze zkrácení anglického názvu. Zde jsou uvedeny zkratky těch, které se používají v TRW-DAS a.s.:

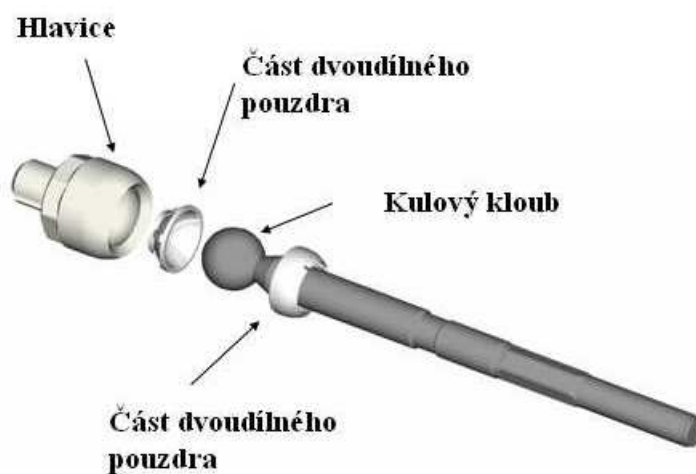
- IBJ ( Inner ball joint),
- OBJ ( Outer ball joint),
- SBJ ( Suspension ball joint),
- PBJ (Pillow ball joint),
- CA ( Control arm).

Kloub OBJ, který je testován zrychlenou zkouškou životnosti, se skládá z kulového čepu, vrchního a spodního pouzdra kulového kloubu, hlavice, krycího víka, protiprachové manžety a dvou přitlačných objímek, obr. 3.3.



Obr. 3.3 Kulový kloub OBJ [6].

Pro zkoušku je nutný i kloub IBJ, obr. 3.4, který tvoří testovací soustavu. Ale v této práci se zabývám pouze kloubem OBJ.



Obr. 3.4 Kulový kloub IBJ [6]

### 3.1 Testy kulových kloubů

Výběr náhodného vzorku a samotné testování v TRW–DAS a.s. musí vyhovovat požadavkům zákazníků.

### 3.1.2 Základní rozdělení testů

- *Funkční* – „všechny níže uvedené funkční testy se dějí s přtlakem nebo bez přtlaku (zatížené v axiálním směru).“ [6]
  - *Elasticita*
    - Radiální – „kloub se zátěží v radiálním směru (v ose hlavice) a měříme radiální posuv (příp. i vůli) kulového čepu vůči hlavici.“ [6]
    - Axiální – „kloub zatížíme v axiálním směru (v ose kulového čepu) a měříme posuv (příp. i vůli) kulového čepu vůči hlavici.“ [6]
  - *Moment*
    - Točivý – „zjišťujeme maximální točivý moment, kterým se pohybuje kulový čep v hlavici. Dále měříme maximální utrhovací točivý moment po zatuhnutí tuku mezi pouzdem a kulovým čepem.“[6]
    - Klopný – „zjišťujeme klopný moment a utrhovací klopný moment. Klopný moment je moment potřebný k uvedení hlavice kulového čepu do kyvného pohybu okolo středu čepu.“[6]
  - *Vytrhnutí a vytlačení kulového čepu z hlavice* – „zjišťujeme minimální sílu, která vede k vytrhnutí (směrem k manžetě) nebo k vytlačení (směrem ke spodnímu víčku) kulového čepu z hlavice.“ [6]
  - *Měření úhlu výkyvu* – „každý kloub musí umožňovat natočení požadované velikosti ve všech směrech od podélné osy kulové střední části čepu.“ [6]
- *Dlouhodobé*
  - „*Fatigue test* - jelikož automobil při skutečné jízdě nejedí konstantní rychlostí, nejedí vždy v přímém směru, nejedí vždy po dokonale rovné silnici, jsou jeho podvozkové části namáhané časově proměnlivou silou. To se projevuje mimo jiné únavou materiálu. Nejvíce namáhaná místa na únavu u kloubů jsou vruby na pinu (kulové středové části) a jiné změny průřezu. Odběratelé tedy po TRW-DAS a.s. požadují předem stanovenou životnost kulových kloubů.“ [6]
  - „*Wear test* - díky pohybu pinu v plastové misce vzniká v obouh dých vzájemné opotřebení. Jelikož je plastová miska z mnohem méně tvrdého materiálu, vzniká v ní mnohem větší opotřebení. Toto opotřebení se navýší, vnikne-li cizorodá částice do kluzných ploch.“ [6]
  - „*Sealling test* - jedná se o test, kterým se zkouší těsnost prachovky. Při zkoušce na kloub s prachovkou stříká voda. Vyhodnocuje se množství H<sub>2</sub>O v tuku. Tuk nesmí obsahovat žádnou vodu, jinak kloub začne ihned korodovat.“ [6]
  - „*Enviromental test ( salt – spray test)* - hlavice (housing) nebo pin (bez tuku) se vloží do solné mlhy. Vyhodnocuje se druh koroze. „červená“ koroze je nebezpečná, „bílá koroze“ nikoliv.“ [6]

Všechny výše zmíněné testy mohou být akcelerovány. Pro experiment v rámci diplomové práce a jeho vyhodnocení byl použit *fatigue test*. U tohoto testu je možné dosáhnout pomocí zvýšeného zatížení nejlepších výsledků. Nevýhodou akcelerace těchto testů je riziko jejich překcelerování, v tomto případě se jedná o zvýšení teploty vnitřní vložky v důsledku tření, hystereze v materiálu a její vytavení.

## 4. Vytvoření modelu kulového kloubu

Pro vytvoření modelu jsem zvolil software Pro/Engineer Wildfire 4.0. Tento software jsem zvolil z důvodu vyšší kompatibility se softwarem ANSYS 12.0.

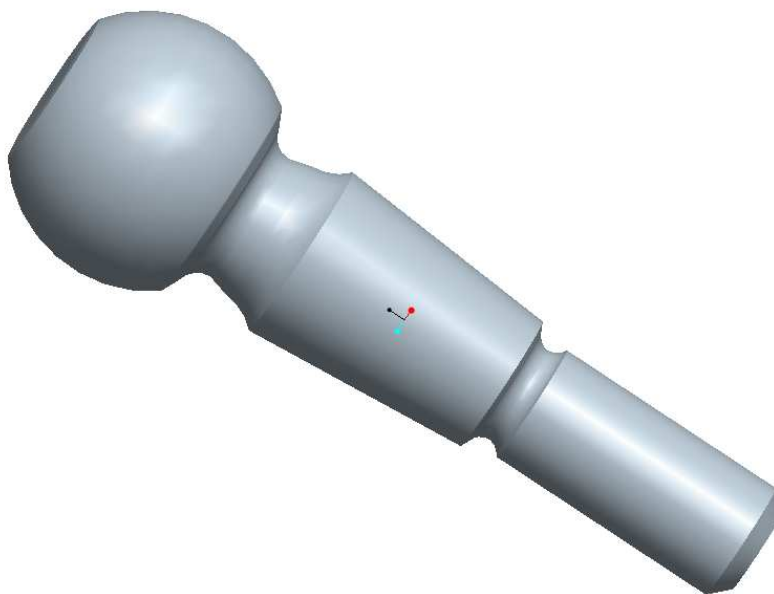
### 4.1 Kulový čep

Tento díl je vyrobený z materiálu 41CrS4V (SAE-1041). Jedná se o uhlíkovou mangančitou ocel.

Materiálové vlastnosti pro určení napjatosti v MKP byly zjištěny z [4], [12] a [16] a jsou:

- Modul pružnosti v tahu –  $2,1 \times 10^5$  MPa
- Poissonovo číslo – 0,3
- Hustota materiálu –  $7850 \text{ kg.m}^{-3}$
- Mez pevnosti -  $R_m = 883\text{-}1020\text{MPa}$
- Mez kluzu -  $R_{p0,2} = 700\text{MPa}$

Kulový čep jsem vymodeloval podle výkresové dokumentace TRW-DAS a.s.



Obr. 4.1 3D model kulového čepu

## 4.2 Vrchní pouzdro kulového kloubu

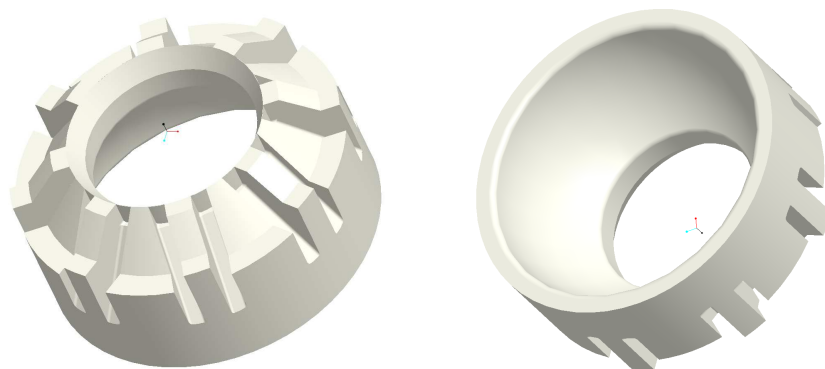
Vrchní pouzdro jsem vymodeloval také podle výkresové dokumentace TRW-DAS a.s. Zde je uveden materiál pouzdra PUR 03-03-0, jedná se o polyuretan. Pro porovnání s kulovým čepem je uvedena mez pevnosti.

Materiálové vlastnosti pro určení napjatosti v MKP byly zjištěny z [4], [10] a [16] a jsou::

- Modul pružnosti v tahu –  $2,5 \times 10^3$  MPa
- Poissonovo číslo – 0,35
- Hustota materiálu –  $1140 \text{ kg.m}^{-3}$
- Mez pevnosti -  $R_m \geq 30 \text{ MPa}$

Tento materiál je zvolen s ohledem na:

- vyšší možnost tvarovatelnosti vložky a tím lepší přilnutí styčných ploch čepu a vložky,
- lepší tření mezi čepem a vložkou,
- v neposlední řadě i proto, že se jedná o kulový kloub bez možnosti mazání.



**Obr. 4.2** 3D model vrchního pouzdra



### 4.3 Spodní pouzdro kulového čepu

Spodní část pouzdra kulového kloubu je vyrobena z materiálu POM 01-01-1 tedy z polyacetalu.

Materiálové vlastnosti pro určení napjatosti v MKP byly zjištěny z [4], [13] a [16] a jsou::

- Modul pružnosti v tahu –  $3,25 \times 10^3$  MPa
- Poissonovo číslo – 0,35
- Hustota materiálu –  $1420 \text{ kg.m}^{-3}$
- Mez pevnosti  $R_m \geq 70 \text{ MPa}$

Tento materiál byl, tak jako v předchozím případě, zvolen z následujících důvodů:

- vyšší možnost tvarovatelnosti vložky,
- lepší přilnutí styčných ploch čepu a vložky,
- lepší tření mezi čepem a vložkou,
- v neposlední řadě proto, že se jedná o kulový kloub bez možnosti mazání.



Obr. 4.4 3D model spodního pouzdra

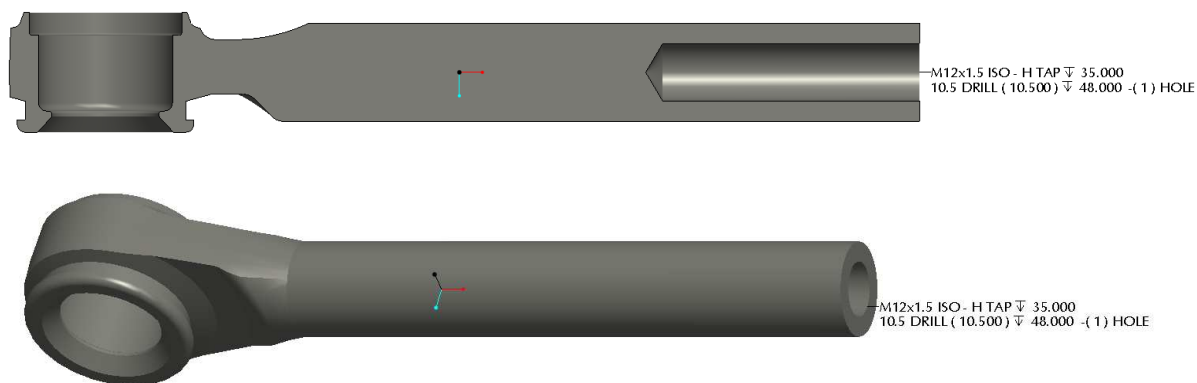
## 4.4 Hlavice kulového kloubu

Hlavice kulového kloubu je z materiálu C35N DIN EN 10083-2, který je alternativou oceli 12 040 ČSN 41 2040.

Tento díl je vyroben jako výkovek s následným obrobením funkčních ploch, pro vložení spodního, vrchního pouzdra a pro vytvoření závitu úchytu.

Materiálové vlastnosti pro určení napjatosti v MKP byly zjištěny z [4] a [16] a jsou::

- Modul pružnosti v tahu –  $2,1 \times 10^5$  MPa
- Poissonovo číslo – 0,3
- Hustota materiálu –  $7850 \text{ kg.m}^{-3}$
- Mez pevnosti -  $R_m \geq 520 \text{ MPa}$



Obr. 4.5 3D model hlavice

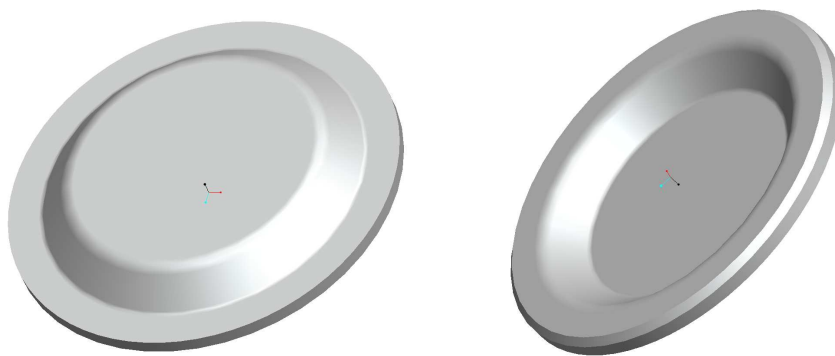
## 4.5 Krycí víko

Pro tento díl nebyla k dispozici detailní výkresová dokumentace, jeho rozměry jsem určil ze sestavy kulového kloubu. Nepřesnost vyplývající z určení rozměrů je pro daný účel zanedbatelná.

Materiál krycího víka byl určen, po konzultaci, jedná se o ocel běžných parametrů.

Materiálové vlastnosti pro určení napjatosti v MKP byly zjištěny z [4] a jsou::

- Modul pružnosti v tahu –  $2,1 \times 10^5$  MPa
- Poissonovo číslo – 0,3
- Hustota materiálu –  $7850 \text{ kg.m}^{-3}$



Obr. 4.6 3D model krycího víka

## 4.6 Přípravek pro prováděný test

Pro uchycení kužele čepu musí být navrhnut (vyroben) přípravek. Firma TRW-DAS a.s. má dva druhy přípravků pro tento test. Liší se pouze materiálem, z kterého jsou vyrobeny. Materiál 11 600 je použit u přípravků, které se musí po každém zkoušeném vzorku přebrousit z důvodu vymačkání kuželovité díry přípravku. Materiál 15 230 je použit u přípravků pro více použitých vzorků.

Tvar přípravku je ukázán na obr. 4.7 a obr. 4.8. Na obr. 4.8 je zřetelně vidět čtyři otvory ve spodní části přípravku. Tyto otvory na výkresové dokumentaci nejsou. Tyto otvory nemají na analýzu napjatosti žádný vliv. Ve výpočtovém modelu byly proto zanedbány.



**Obr. 4.7** Přípravek pro uchycení kulového čepu při zkoušce



**Obr. 4.8** Přípravek použitý při zkoušce

## 5. Zatížení kulového čepu během zkoušky

Tato stat' je zde zařazena z důvodu provedení kompletní akcelerované zkoušky, která vychází z reálného namáhání zkoušené součásti. Analýzu napjatosti jsem provedl z důvodů určení míst koncentrace napětí a nejpravděpodobnějšího místa vzniku trhliny. Za předpokladu, že se materiál chová lineárně do meze kluzu. Po jejím překročení výsledky neplatí a bylo by nutno použít nelineární charakteristiky.

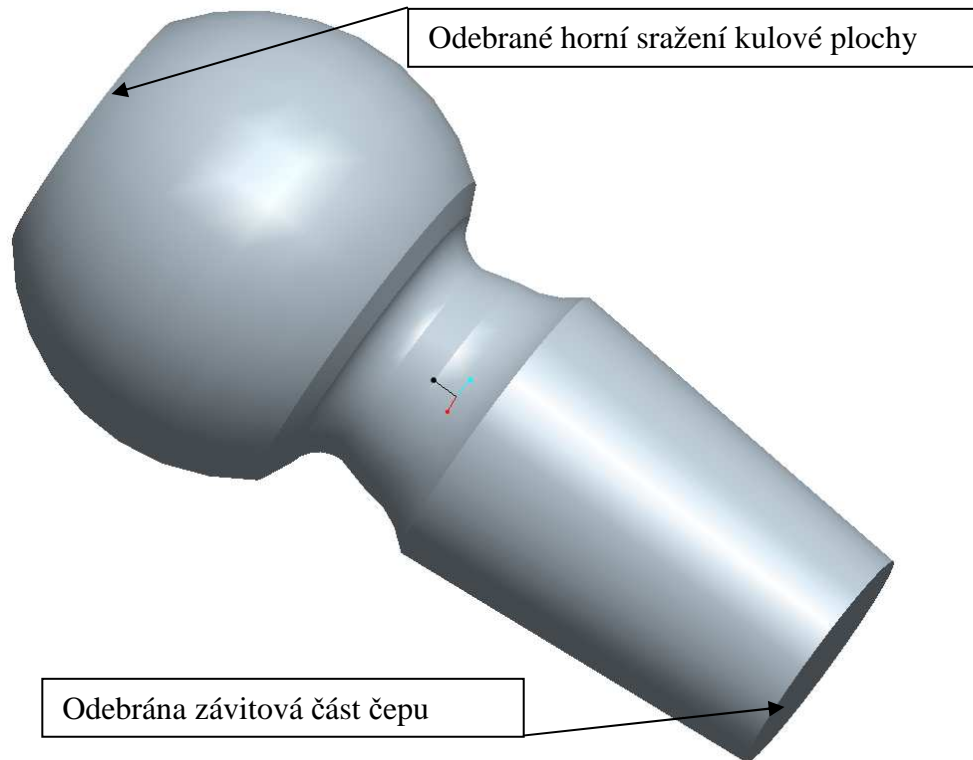
Modely jsou pro účely výpočtu potřebným způsobem zjednodušeny. To spočívá v odstranění částí, které nemají na napjatost kloubu vliv nebo je můžeme pro účely prováděné analýzy zanedbat (např. rádiusy, sražení hran apod.).

### 5.1 Zjednodušení jednotlivých součástí

Jak již bylo zmíněno v předchozím odstavci, jedná se o zjednodušení, kterými je celkový výsledek analýzy podstatně neovlivňují.

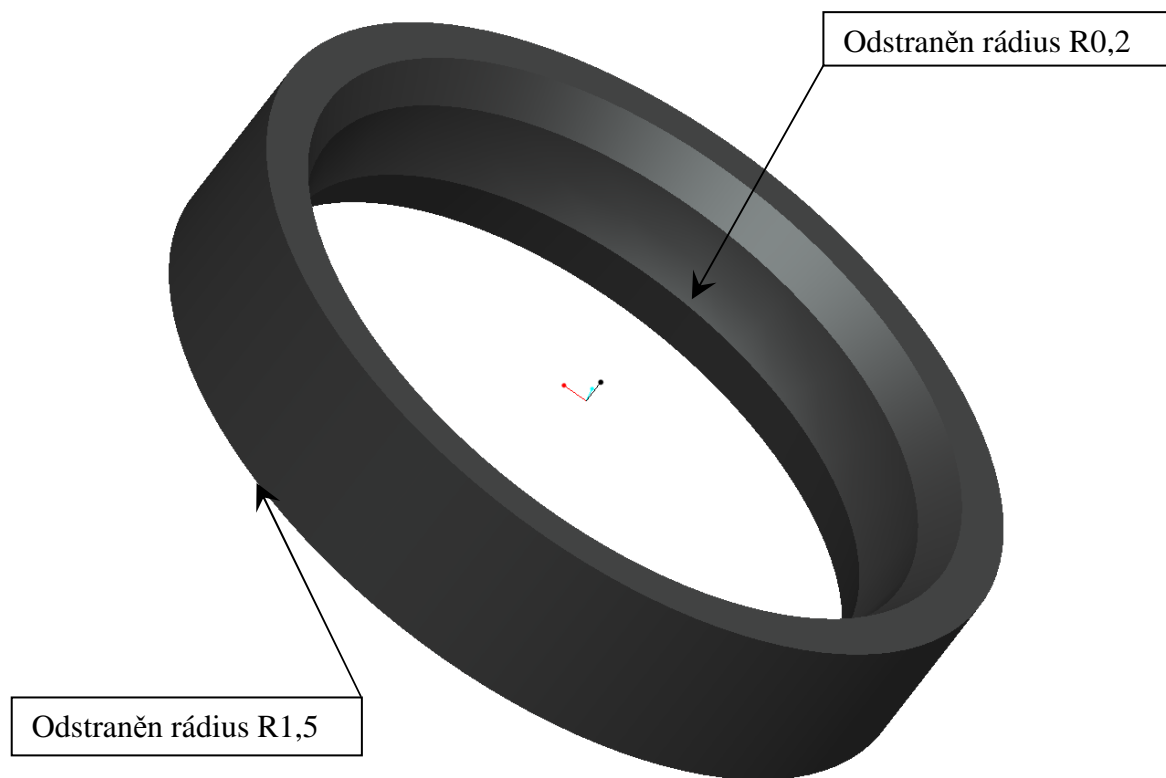
Zjednodušení provedená pro jednotlivé součásti:

- Kulový čep – odstranění horního sražení kulové plochy čepu a odstranění závitové části s přechodem, obr. 5.1.



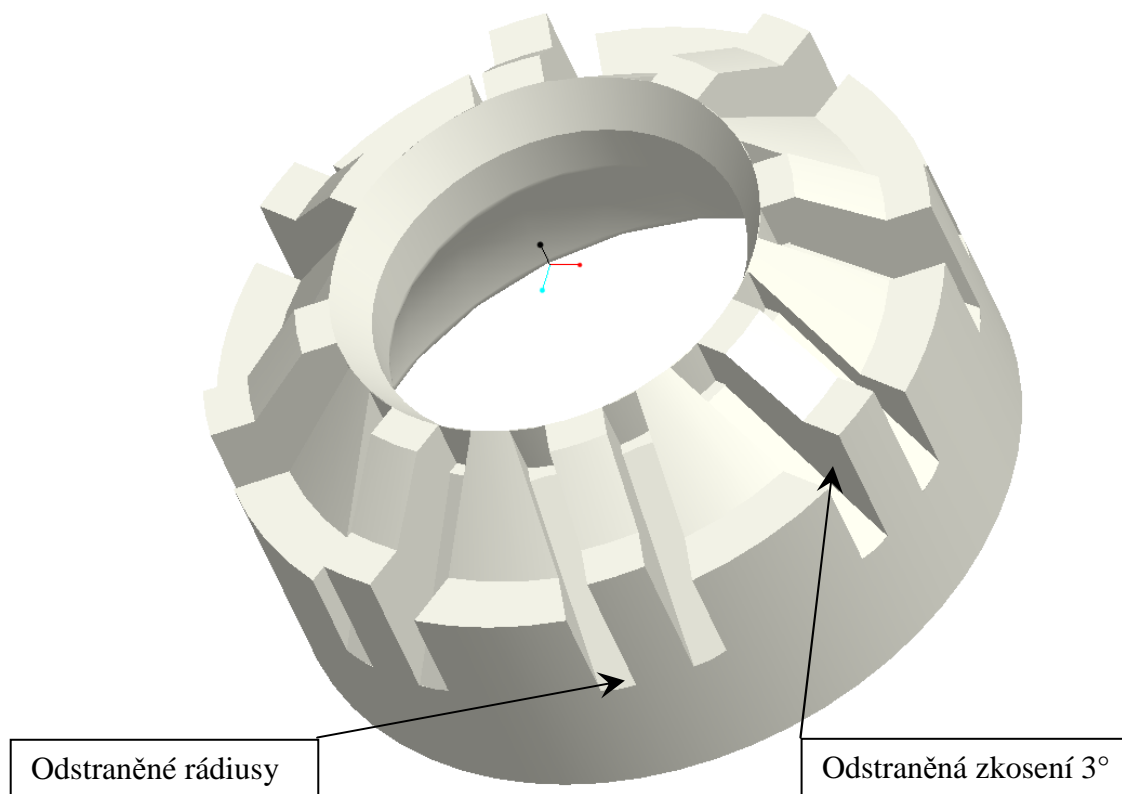
Obr. 5.1 Zjednodušený model kulového čepu

- Spodní pouzdro - odstraněny výstupky pro vzájemné pevné usazení vůči vrchnímu pouzdru, snížení výšky pouzdra (vzájemné přesazení o 1,9 mm a nahrazení kontaktem s offsetem), odstraněny rádiusy R1,5 a R0,2, upravena míra kuželovitost na válcový tvar s konstantním vnějším průměrem 25 mm obr. 5.2.



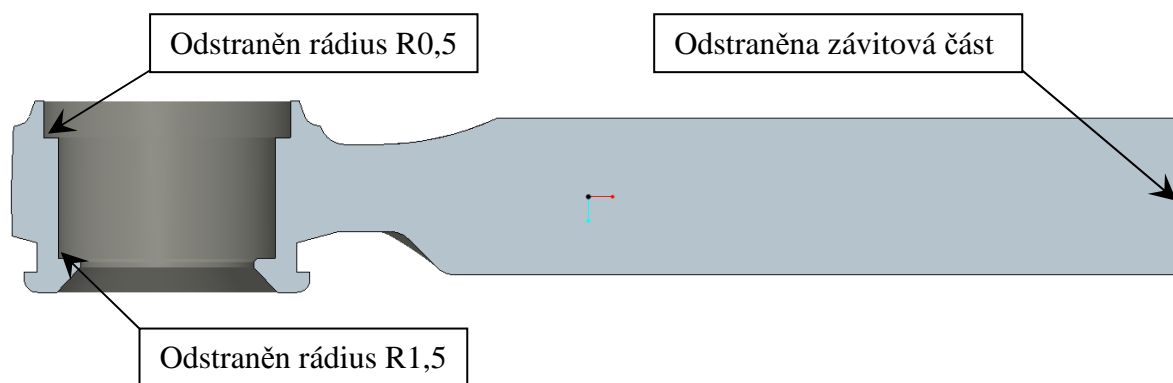
**Obr. 5.2** Zjednodušený model spodního pouzdra

- Vrchní pouzdro - odstranění rádiusů  $R0,5$  na dosedací kulové ploše a rádiusů v žebrování vrchní části pouzdra, kde bylo odebráno i zkosení žeber  $3^\circ$ , dále snížení výšky pouzdra a nahrazení kontaktem, obr. 5.3.



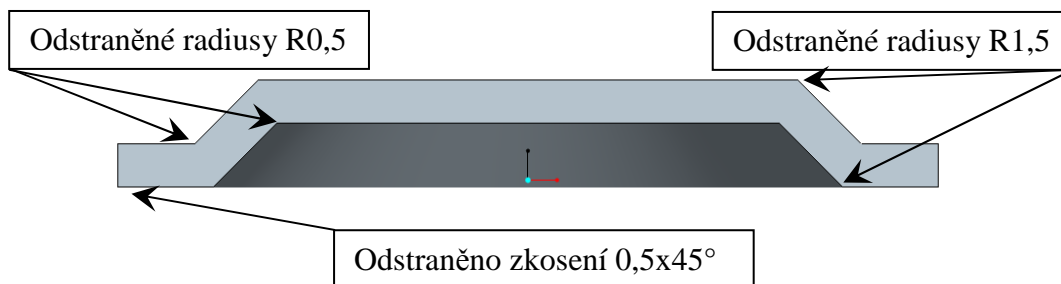
Obr. 5.3 Zjednodušený model vrchního pouzdra

- Hlavice kulového čepu - odstranění závitové části, rádiusu  $R1,5$  v dosedací ploše spodního pouzdra a odstranění rádiusu  $R0,5$  v ploše dosednutí krytky, obr. 5.4.



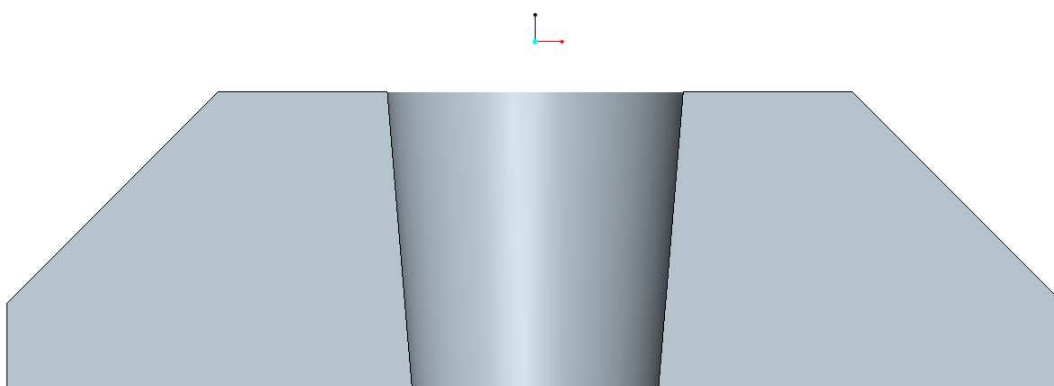
Obr. 5.4 Zjednodušená hlavice kulového čepu

- Krytka – zde zjednodušení spočívá v odstranění rádiusu R0,5, R1,5 a stražení 0,5x45°.



Obr. 5.5 Zjednodušený model krytky kulového čepu

- Přípravek – zjednodušení přípravku je provedeno odstraněním částí, které nemají vliv na výsledky analýzy. Odstraněna je proto celá spodní část přípravku.



Obr. 5.6 Zjednodušený model přípravku

Na hlavici kulového kloubu byl z hlediska věrnosti tvaru brán menší ohled, protože zde v důsledku zatížení nedochází k výrazným napjatostem jako u kulové části, která je hlavní zkoušenou součástí a pro kterou je tato analýza především připravena.

## 5.2 Analýza napjatosti v MKP systému ANSYS

Během této analýzy jsem model zatížil a upevnil, aby model co nejvíce odpovídal stavu kloubu během testu, obr. 5.7. Model jsem řešil jako kontaktní úlohu.

Pro analýzu byly vybrány tři úrovně zatížení:

- nízká hodnota: 3,5kN
- hraniční hodnota: 7kN
- hodnota při přetáčení: 8kN





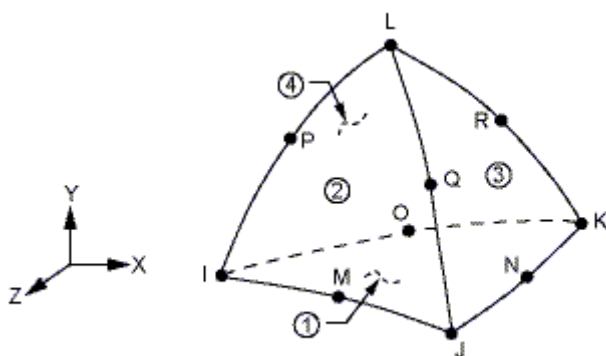
Obr. 5.7 Test vzorku

### 5.2.1 Tvorba modelu

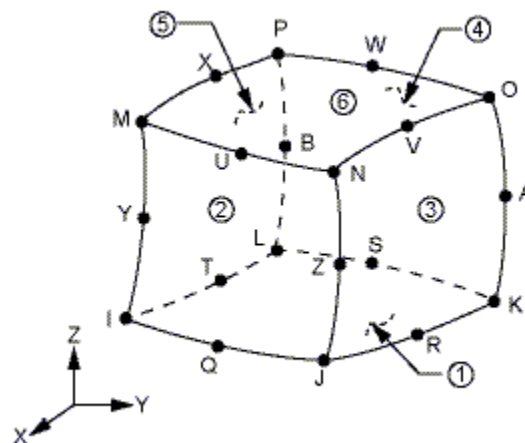
Při tvorbě modelu jsem použil symetrie, kloub je modelován polovinou celkového tvaru. Symetrie je v tomto případě modelována vazbami v rovině symetrie, zátěž se zadává v poloviční hodnotě.

Model jsem rozdělil na více objemů, obr. 5.10, z důvodu vytvoření mapované a jemnější sítě v místech kontaktů a zatížení. Rozdělení objemů jsem provedl v softwaru ANSYS 12.0 pomocí pracovních rovin.

Pro tvorbu sítě jsem zvolil elementy SOLID 186 s 20 nody pro mapované síťování a SOLID 187 s 10 nody pro volné síťování, z důvodu tvarové složitosti některých součástí modelu.

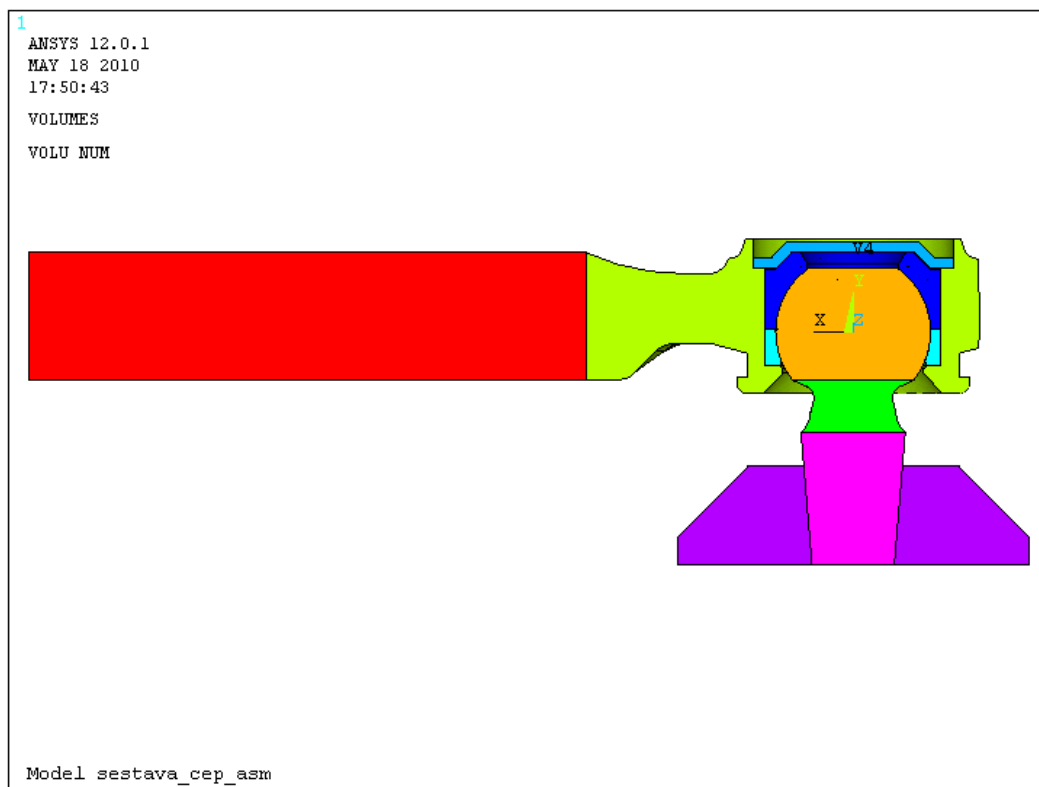


Obr. 5.8 SOLID 187 [14]



Obr. 5.9 SOLID 186 [14]

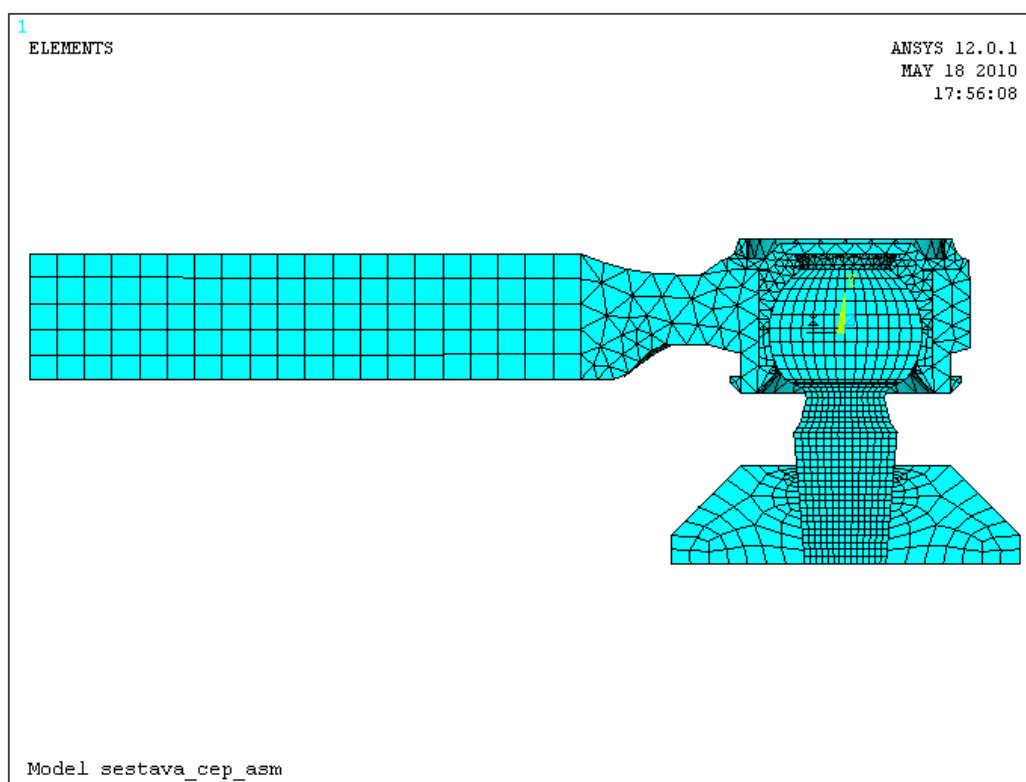
Na obr. 5.10 je vidět výsledný model pro analýzu napjatosti, tvořený jednotlivými objemy.



Obr. 5.10 Koncový model

### Sítování

Hustotu a typ sítě jsem zvolil na základě míst předpokládaného vzniku koncentrace napětí a s ohledem na kontaktní místa dvou součástí, obr. 5.11. Tedy hlavici kulového kloubu jsem síťoval volně. Pro samotný kulový čep, kde jsou požadovány přesnější výsledky, jsem použil jemnější mapovanou síť, obr. 5.11. Síť čepu má charakteristickou velikost prvků 1 mm, jemnější dělení nemá na přesnější výsledek velký vliv a pro hardwarové nároky je zvolená hustota sítě vyhovující.



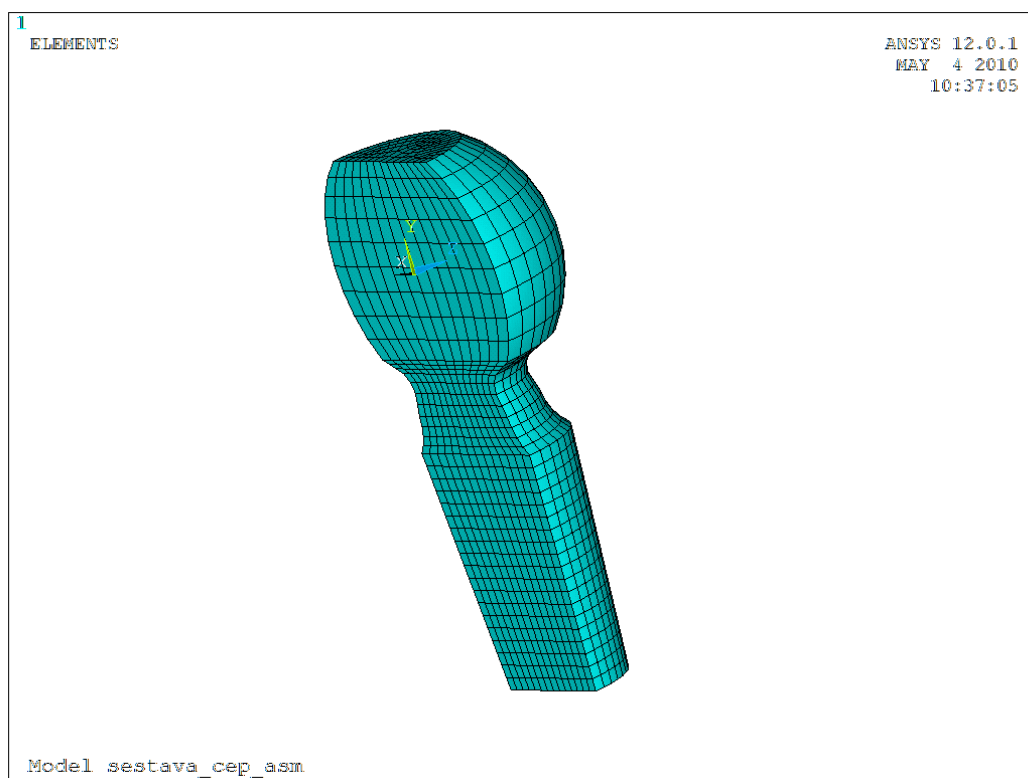
**Obr. 5.11** Vysítovaný model

Posledním požadavkem na síť byla její velikost vyjádřená počtem prvků a uzlů. Hardwarové nároky na jemnou síť byly vyšší než možnosti použitého hardwaru. Z těchto důvodů jsem zvolil hrubší síť, která nemá znatelně negativní vliv na přesnost výsledků a zároveň umožňuje výpočet v přijatelném čase.

## Čep

Síť čepu má rozdílnou hustotu dle místa požadovaných výsledků. Nejmenší charakteristickou velikost prvků sítě 1 mm jsem zvolil v krčku a dříku, jemnější hodnota nemá na přesnější výsledek velký vliv a zvyšuje hardwarové nároky. V kulové části jsem zvolil síť o velikosti prvků 2 mm.

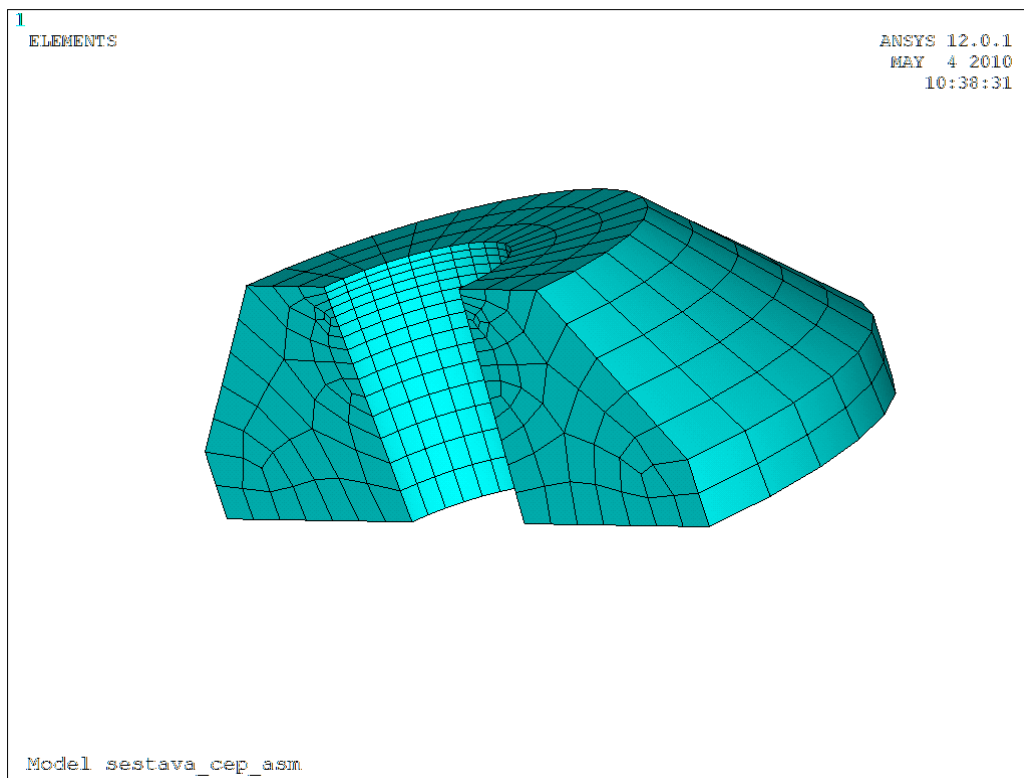
Celý čep je síťován mapovaně. Je to součást, na kterou se zaměřuje analýza napjatosti.



**Obr. 5.12** Mapované elementy kulového čepu

### Přípravek

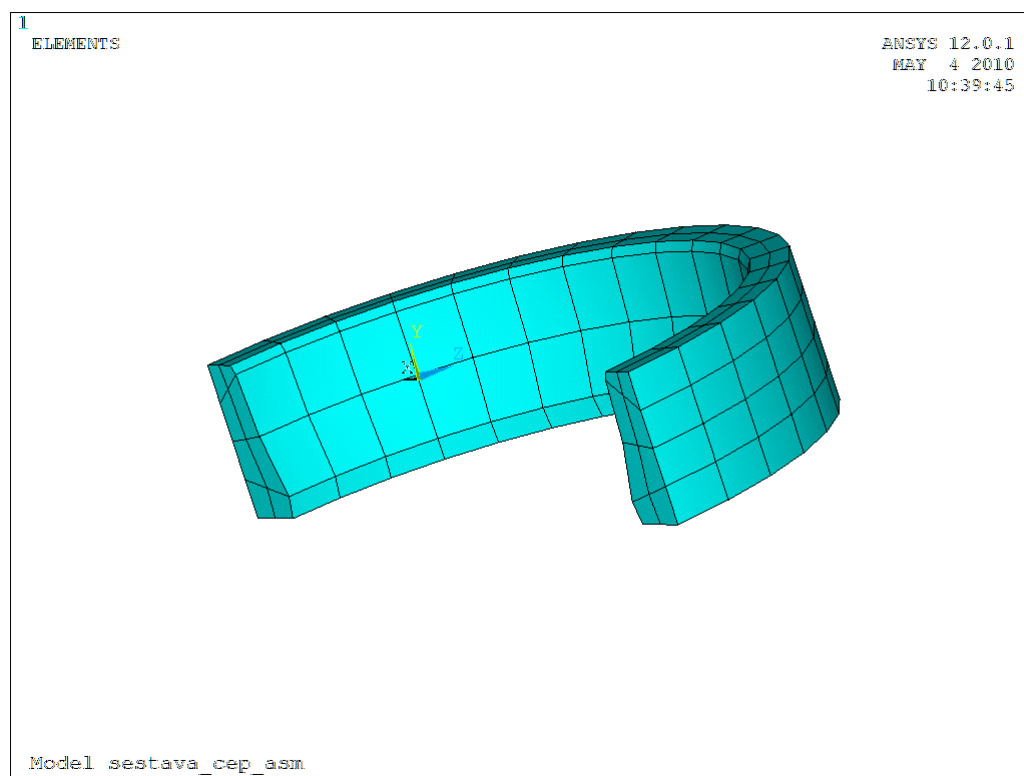
U přípravku jsem zvolil také mapovanou síť, ale velikost prvků má velikost 3 mm. To by, ale nedávalo dostatečně přesné výsledky na hranici uchycení mezi kuželovou částí čepu a přípravkem. V této části jsem proto zvolil jemnější síť, která se zjemňuje k vrchnímu okraji kuželové díry v přípravku obr. 5.13, kde dochází k otláčení.



**Obr. 5.13** Zjemněná mapovaná síť přípravku

### Spodní pouzdro

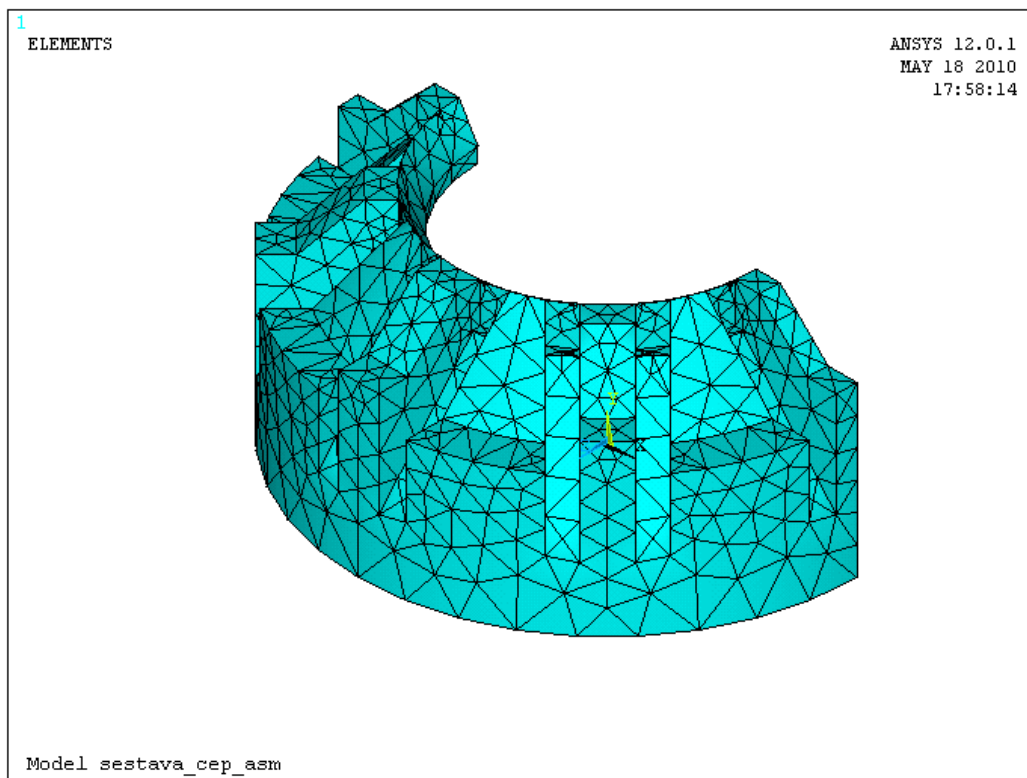
Zde jsem zvolil také mapovanou síť o velikosti prvků 2 mm, z důvodu tvarové nenáročnosti.



**Obr. 5.14** Mapovaná síť spodního pouzdra

### Vrchní pouzdro

Vrchní pouzdro je už velmi tvarově náročné a mapovaná síť by v tomto případě znamenala velké zjednodušení. Tady je síť volná o velikosti prvků 1,5 mm, obr. 5.15.



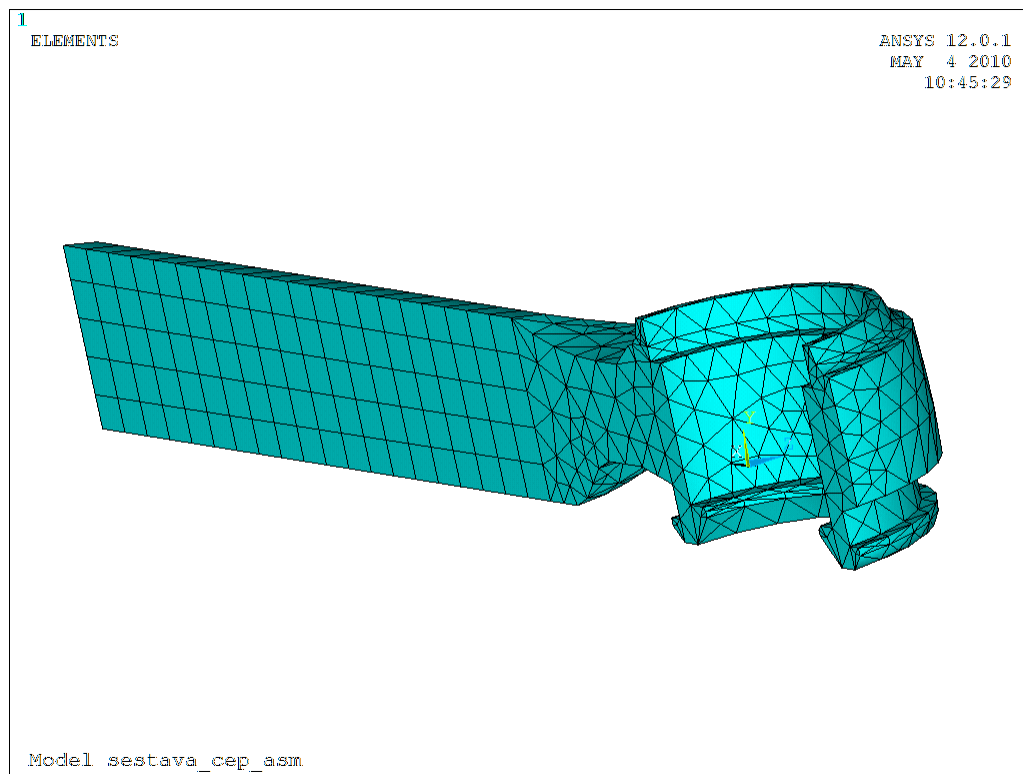
Obr. 5.15 Volná síť vrchního pouzdra

### Krytka

Tuto součást jsem síťoval volně o velikosti prvků sítě 3 mm.

### Hlavice čepu

Hlavici čepu jsem rozdělil na dva objemy, které jsou síťované každý jiným způsobem. Koncová úchytná část je jednoduchého tvaru a tedy síťovaná mapovaně o velikosti prvků 4 mm a pouzdro hlavice je opět z důvodu své složitosti síťováno volně o velikosti sítě 4 mm, obr. 5.16.

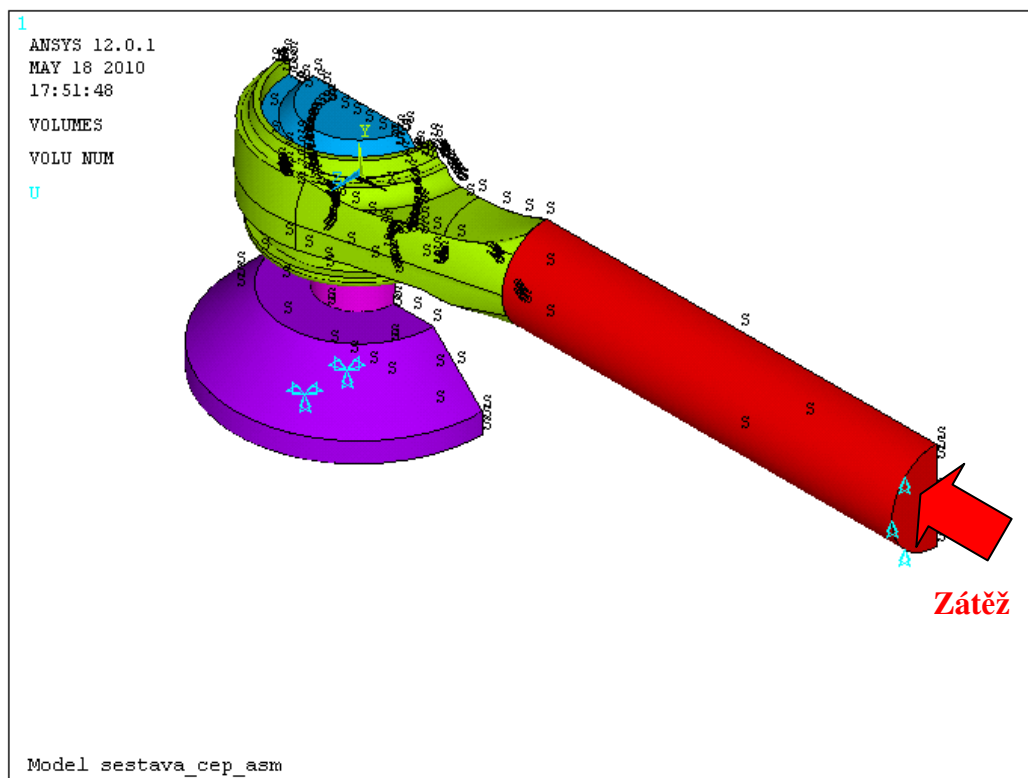


**Obr. 5.16** Síť hlavice čepu



## Vazby

Pro uchycení sestavy modelu jsem vycházel z reálných vazeb dané součásti během testu, které jsem modeloval způsoby realizovatelnými v modelovém prostředí. Upnutí přípravku a kulového čepu v přípravku jsem nahradil omezením všech stupňů volnosti (ALL DOF) na spodní plochu, obr. 5.17. Dále jsem podepřel hlavici ve směru osy y (vertikální posuv), kde jsem podepření realizoval na konci úchytné plochy závitové části tyče na čáře okraje válcové plochy v místě řezu, obr. 5.17.



Obr. 5.17 Vazby na modelu

## Zátěž

Zátěž jsem volil podle skutečného zatížení při testu. Její velikost je přepočítaná na tlakové zatížení plochy ohraničenou čarou, na které je vazba v ose y, obr. 5.17. Tuto plochu jsem určil z modelu v CAD softwaru Pro/Engineer Wildfire 4.0 a její obsah má hodnotu  $127,23 \text{ mm}^2$ , na kterou působí zátěž při testu (3,5 kN, 7 kN nebo 8 kN).

## Kontaktní místa

Model jsem zhotovil jako model s kontakty. Kontakty jsou:

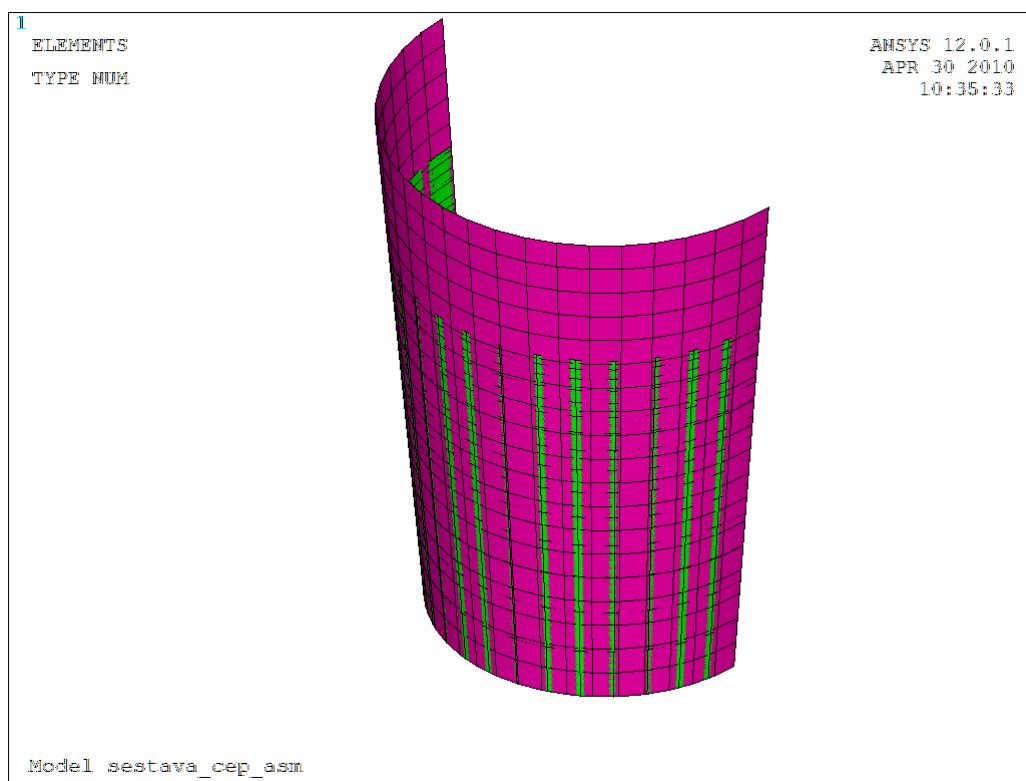
- v místě ukotvení čepu v přípravku,
- mezi spodním pouzdrem a koulí čepu
- mezi vrchním pouzdrem a koulí čepu
- mezi hlavicí a pouzdry
- mezi vrchním a spodním pouzdrem, kde je ještě definován offset vůči sobě (zalisování).

Krytka čepu je u reálné součásti zalisována, v modelu je pomocí funkce GLUE slepená s hlavicí čepu a tvoří jeden celek.

Hodnoty koeficientů tření jsem zvolil na základě podobnosti materiálů z interních podkladů TRW-DAS a.s.

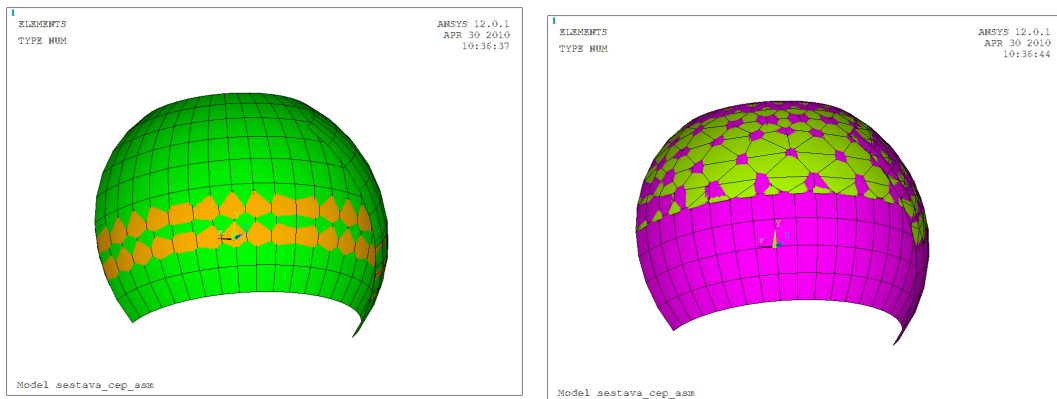
Jednotlivé kontakty jsou zobrazeny níže:

- Kontakt čep a přípravek obr. 5.18
  - Koeficient tření  $f = 0,2$  určeno z [15]



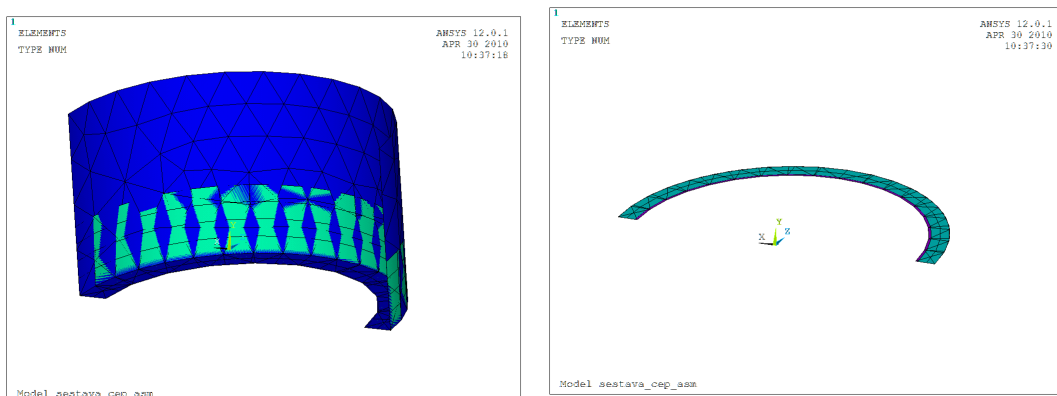
Obr. 5.18 Kontaktní plochy přípravek a čep

- Kontakt kulové plochy čepu s kulovými plochami pouzder
  - Koeficient tření  $f = 0,3$  určeno z [17]



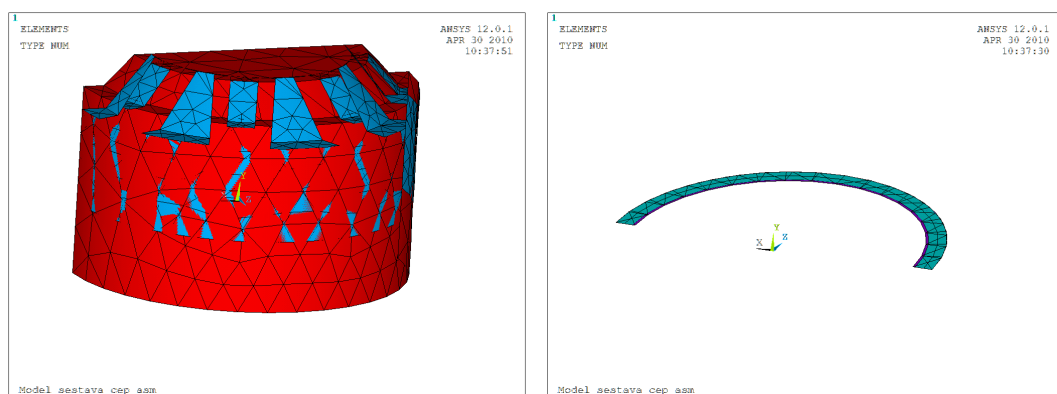
Obr. 5.19 Kontakty koule

- Kontakty spodního pouzdra s hlavicí a vrchním pouzdrem, obr. 5.20
  - Koeficient tření spodní pouzdro - hlavice  $f = 0,3$  určeno z [17]
  - Koeficient tření spodní – vrchní pouzdro  $f = 0,4$  [17] a offset 0,1 mm



Obr. 5.20 Kontaktní plochy spodní pouzdro

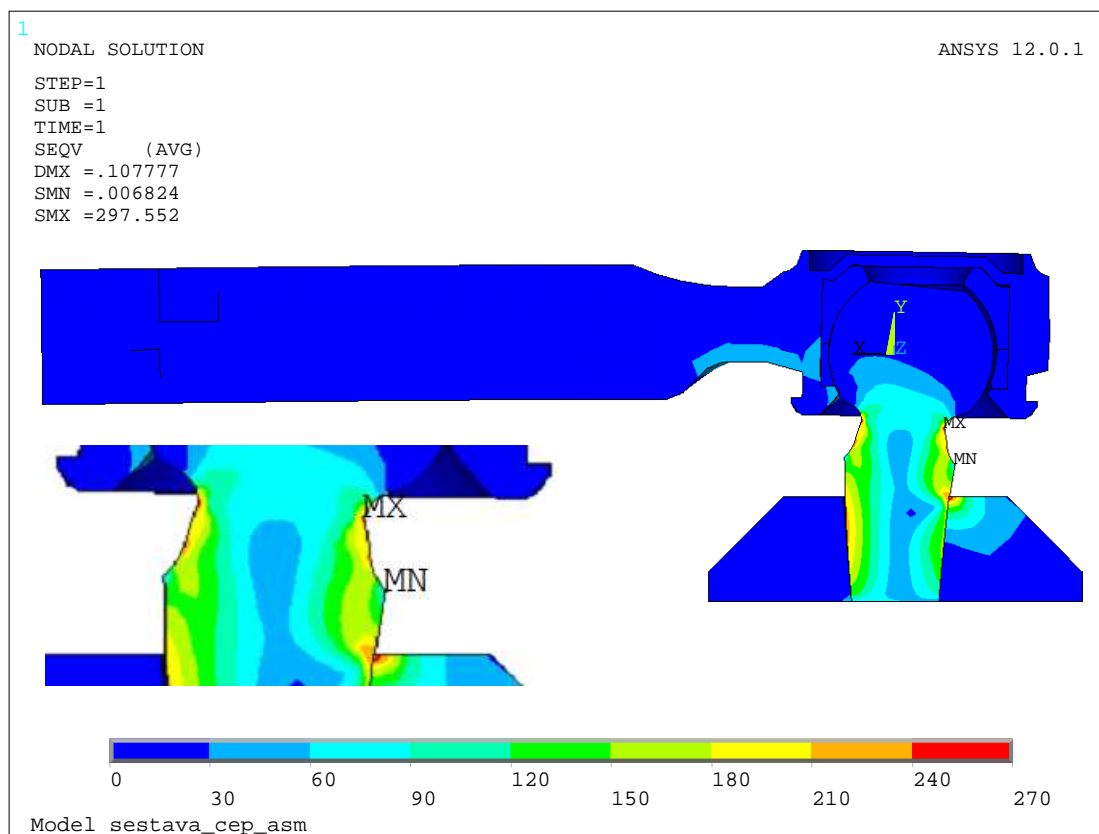
- Kontakty vrchního pouzdra s hlavicí a spodním pouzdrem, obr. 5.21
  - Koeficient tření  $f = 0,3$  určeno z [17]



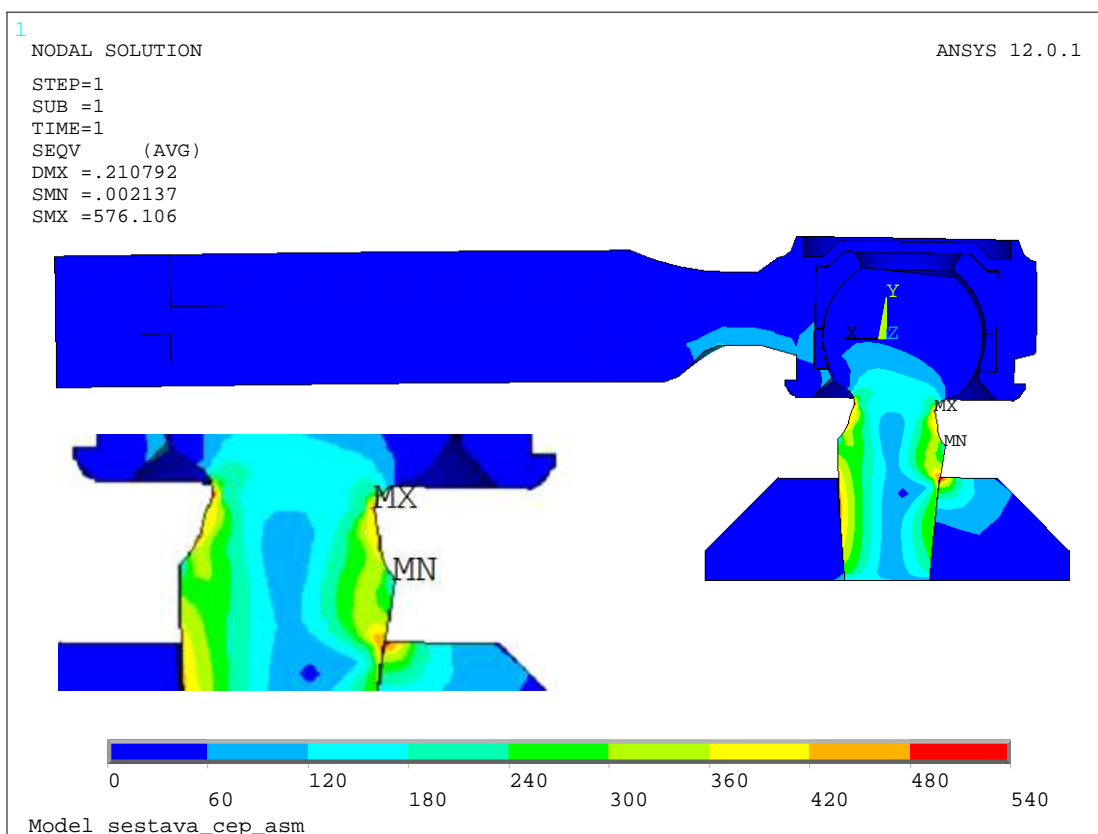
Obr. 5.21 kontaktní plochy vrchní pouzdro

## 5.3 Výstupy analýzy napjatosti v MKP systému ANSYS

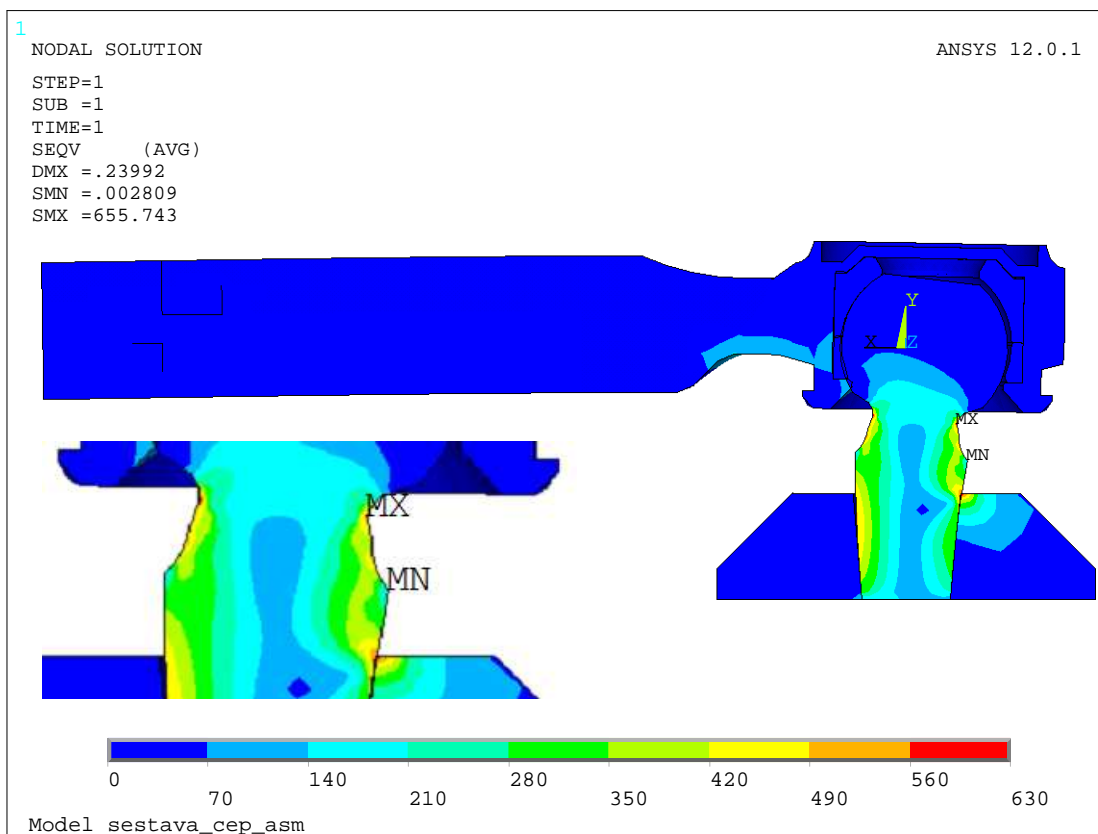
Pro vykreslení výsledků analýzy napjatosti jsem použil zobrazení redukovaných napětí podle hypotézy von Mises stress.



Obr. 5.22 Výsledky analýzy pro zatížení 3,5kN (von Mises stress)



Obr. 5.23 Výsledky analýzy pro zatížení 7kN (von Mises stress)



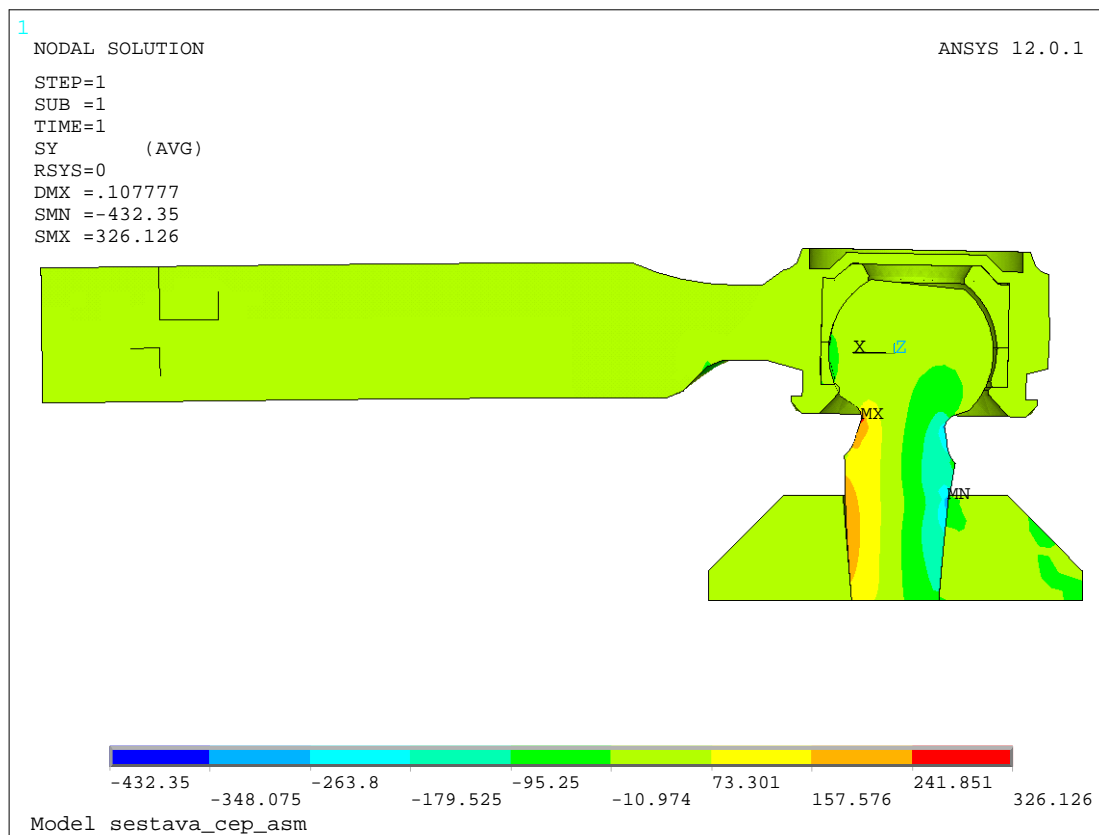
Obr. 5.24 Výsledky analýzy pro zatížení 8kN (von Mises stress)

Maximální redukovaná napětí podle hypotézy HMM (von Mises stress) pro jednotlivá zatížení:

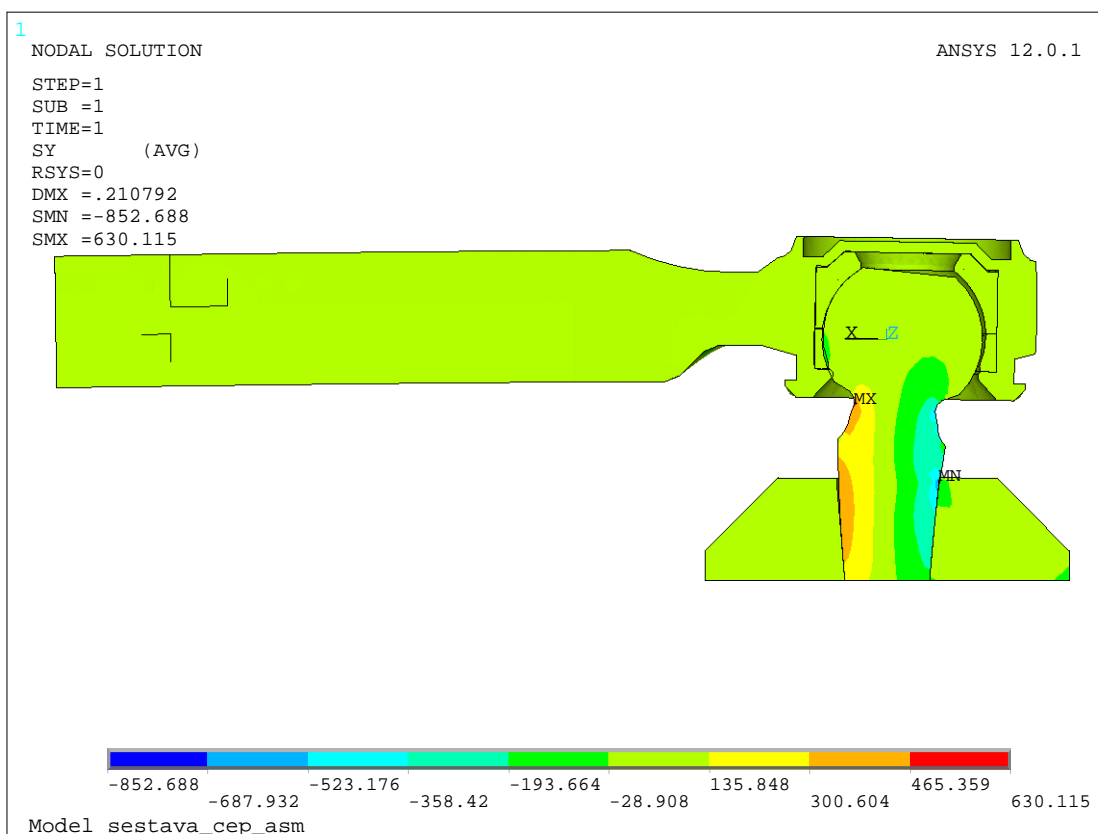
- při zatížení 3,5kN je maximální redukované napětí  $\sigma_{\text{red}} = 297,552 \text{ MPa}$ ,
- při zatížení 7kN je maximální redukované napětí  $\sigma_{\text{red}} = 576,106 \text{ MPa}$ ,
- při zatížení 8kN je maximální redukované napětí  $\sigma_{\text{red}} = 655,743 \text{ MPa}$ .

Maximální redukované napětí se u všech modelů vyskytuje na hraně kuželového uchycení čepu a kuželové díry přípravku.

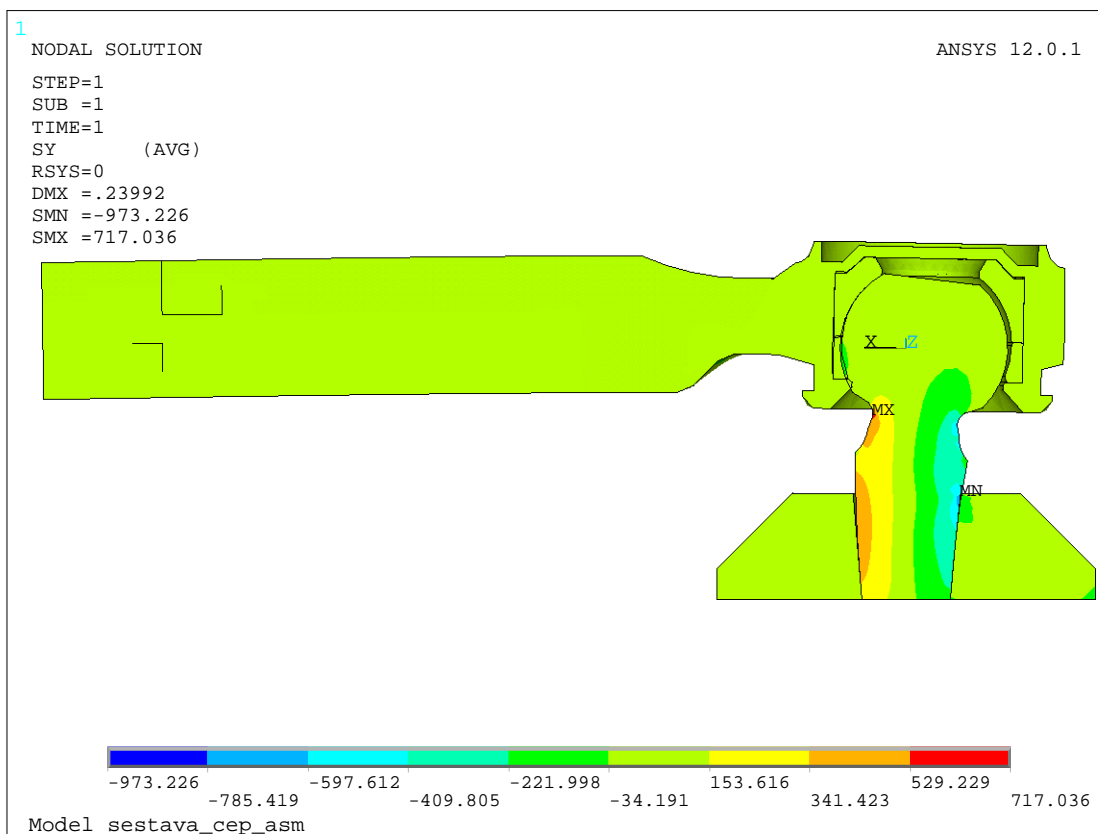
Pro názornost jsem znázornil i výsledky napětí v ose y (vertikální ose).



Obr. 5.25 Výsledky analýzy pro zatížení 3,5kN



Obr. 5.26 Výsledky analýzy pro zatížení 7kN



Obr. 5.27 Výsledky analýzy pro zatížení 8kN

Na těchto výsledcích je možno si všimnout dvou míst maximálního a minimálního napětí, které jsou opět v nejužším místě krčku čepu a na hraně kuželového uchycení čepu. Dále stojí za povšimnutí, že na jedné polovině čepu jsou hodnoty kladné a na druhé záporné. Tedy zde působí tahové a tlakové napětí, jedná se o klasický ohyb.

## 5.4 Výsledky analýzy napjatosti

Analýza napjatosti v softwaru ANSYS 12.0 jsem provedl pro zjištění míst koncentrací napětí a určení možného místa vzniku trhliny.

Při přípravě testu je vhodné zjištění zda nedojde vlivem přeměny mechanické energie v kloubu na teplo a k vytavení vnitřních pouzder. Tato problematika je řešena v diplomové práci *Mezní ohřev kulového kloubu při akcelerovaném testu* autora Bc. Ondřeje Kříže a společně s touto prací tvoří základ pro zjištění podmínek během testu.

Z výsledků jsou patrná dvě hlavní místa koncentrace napětí, obě leží na kulovém čepu. Jedno se nachází v nejužším místě krčku čepu a druhé na hraně kuželového uchycení čepu a kuželové díry v přípravku, obr. 5.22 a obr. 5.25. Tato místa koncentrací vychází stejně u všech modelových zatížení. Jak je patrné z výsledků, dochází i k vzniku nezanedbatelného napětí v hlavici čepu, které je způsobeno excentricitou osy kulové části čepu a osy hlavice.

Po skutečné realizaci během testu bylo následně na vzorcích patrné, obr. 5.28, že místa koncentrace napětí z analýzy napjatosti se shodují s místy lomu čepu. Tyto dva lomu vznikaly ve stejných místech nezávisle na velikosti amplitudy a frekvenci síly zatěžující čep.



Obr. 5.28 Prasknutí na hraně kuželového uchycení





**Obr. 5.29** Prasknutí v krčku čepu

## 6. Průběh testu

Test probíhal ve zkušebně firmy TRW-DAS a.s. Vzorek byl dle standardů, podle kterých byly testovány prvotní vzorky, uchycen a zatěžován, obr. 6.1. Ale při testu se vyskytly odchylky, které ovlivnili přesnost výsledků. Byly způsobeny několika možnými faktory, které jsou popsány v dalších kapitolách.



**Obr. 6.1** Uchycení vzorku

Z dříve provedených zkoušek byla získána data z testování 12 vzorků. Prvních šest vzorků bylo zatěžováno silou 3,5 kN při frekvenci 12 Hz a dalších šest vzorků silou 6,4 kN frekvencí 10 Hz, tab. 3.

Zvolené hodnoty zatěžování pro zkoušku:

- Zpřesnění výsledků:
  - 3 vzorky: zatížení 5kN při 12Hz
- Postupný vliv překcelerace:
  - 1 vzorek: zatížení 7kN při 8Hz
  - 1 vzorek: zatížení 7kN při 4Hz
  - 3 vzorky: zatížení 7,5kN při 8Hz
- Překcelerování:
  - 2 vzorky: zatížení 8kN při 8Hz

Tyto testy neprobíhaly v uvedeném pořadí, ale postup jednotlivých testů byl uzpůsoben zjištěním faktorů ovlivňujících zkoušku. První testované vzorky byly vzorky zatížené silou 5kN, dále pak 8kN při 8Hz pro prvotní zjištění překcelerace vlivem vysokého zatížení, které bylo zjištěno rozříznutím čepu, obr. 6.2. Následovala zátěž 7 kN pro frekvence 4 Hz a 8 Hz, při které se zjišťoval vliv frekvence na počet cyklů do poruchy. Nakonec se testovali vzorky zatížené silou 7,5 kN pro zjištění postupného vlivu překcelerace.



Obr. 6.2 Řez kulovým čepem

Během zkoušky bylo zkoušeno deset vzorků, u kterých následně vznikl mod porušení (Failure Mode) viz obr. 5.28 a obr. 5.29. V našem případě se jednalo o vznik trhliny s následným lomem. Místa lomu byly popsány v kapitole 5 a výsledky zkoušek tato místa

potvrdily. Dále bylo zjištěno, že místa lomu v krčku a kuželovém uchycení čepu vznikaly bez ohledu na zátěž či frekvenci.

## 6.1 Získané výsledky z testu

Výsledky prvotních zkoušek, ze kterých tyto testy vycházejí, jsou v tab. 3.

zkouška	počet kusů	počet cyklů do poruchy	frekvence zatížení [Hz]	hodnota zatížení [N]
1	1	454584	12	3500
2	1	455864	12	3500
3	1	487332	12	3500
4	1	518279	12	3500
5	1	558007	12	3500
6	1	567971	12	3500
7	1	47999	10	6400
8	1	62314	10	6400
9	1	63509	10	6400
10	1	65536	10	6400
11	1	75070	10	6400
12	1	75725	10	6400

Tab. 3 Prvotní zkoušky

Výsledky získané při následujících zkouškách jsou v tab. 4.

zkouška	počet kusů	počet cyklů do poruchy	frekvence zatížení [Hz]	hodnota zatížení [N]
13	1	169093	12	5000
14	1	183289	12	5000
15	1	172549	12	5000
16	1	39687	4	7000
17	1	37537	8	7000
18	1	28815	8	7500
19	1	23553	8	7500
20	1	24945	8	7500
21	1	20465	8	8000
22	1	18178	8	8000

Tab. 4 Následující zkoušky

### 6.1.1 Vliv frekvence

Frekvence ovlivňuje přiváděnou práci přeměněnou na teplo především na vnitřní plastové vložce kulového kloubu, které je produkováno zmíněnou prací účinkem velikosti síly a její frekvence. Jedná se zde o známku přeakcelerace. Jak již bylo uvedeno, touto problematikou se zabývá diplomová práce *Mezní ohřev kulového kloubu při akcelerovaném testu* autora Bc. Ondřeje Kříže.

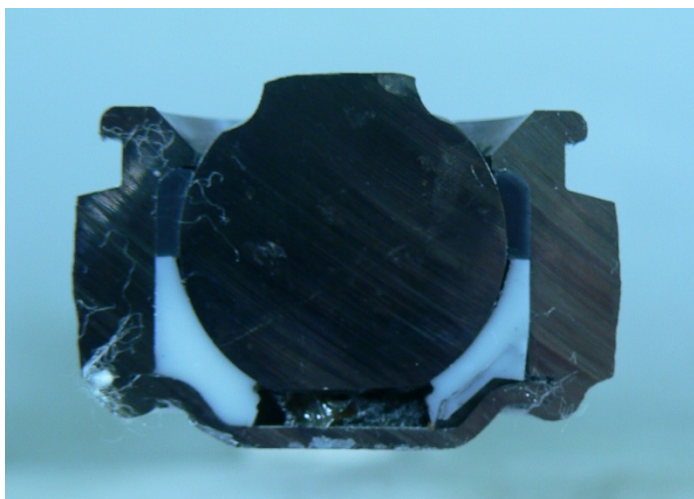
Z důvodu přeakcelerace (vytavení) jsme následně zvolili hodnotu frekvence na 8 Hz, Při této hodnotě se práce při amplitudě síly 8 kN rovná přibližně práci síly o amplitudě 3,5 kN a 12 Hz.

Ověření bylo provedeno zkouškou s amplitudou síly 7 kN. Z hodnot v tab. 4 je zřetelně vidět, že pro hodnoty zatížení 7 kN a maximální frekvenci při této hodnotě zatížení do 8Hz nemá frekvence na výsledky velký vliv a nedochází důsledkem frekvence k velkému vzniku přeakcelarování nebo nedochází vůbec k žádnému vlivu.

### 6.2.1 Vliv přeakcelerace

Přeakcelerace je nejpodstatnějším a v řadě případů nesnadno odhalitelným jevem při akcelerované zkoušce životnosti. Její vznik závisí na mnoha faktorech, které se mohou i vzájemně kombinovat. Tato situace může nastat, když např. vezmeme do úvahy vliv teploty již akcelerovaného testu.

Budeme nyní vliv přeakcelarování vztahovat na konkrétní výrobek (vzorek) a to na uvažovaný kulový kloub vozidla. Odhalení přeakcelerace po nebo před zkouškou je možné jen pokud provedeme jeden zkušební test a přeakceleraci odhalíme vytavením vložky. Toto je možné při velkém vzniku tepla a viditelném vytavení. Pokud je vytavení pouhým okem neodhalitelné, nastupují laboratorní zkoušky a ty jsou zdlouhavé a drahé. A v mnoha případech se přeakcelerace neodhalí. Zkreslené výsledky jsou brány jako přesné a navazuje se na ně při dalším plánování.



Obr. 6.3 Řez kulovým kloubem

### **6.2.2 Vliv vedlejších faktorů**

Vlivy na vzorek jsou popsány též v kapitole 2.3.

Jak již bylo zmíněno v dřívějších kapitolách, jedná se o navazující zkoušky kulového čepu řízení, které proběhly ve firmě TRW-DAS a.s. Na tyto zkoušky jsme navazovali novými vzorky z jiné výrobní série.

Vlivy:

- Tyto vzorky byly vyrobeny o rok později než předchozí.
- Podobným typ kloubu IBJ, z důvodu nedostatku původních kloubů IBJ
- Dalším faktorem vzniku nepřesností je vliv montáže, která se provádí s roční prodlevou. Tento vliv může zapříčinit jinou zástavbu zkušebního stroje, na kterém se během roční prodlevy prováděly jiné testy.

Tyto vlivy a mnoho dalších způsobuje odchylky v přesnosti a jiné množství cyklů do poruchy prvotních testů. Jak se na závěr výpočtu ukázalo, tento vliv byl zanedbatelný.

## 6.3 Verifikace experimentem

Pro ověření zjištěných výsledků byly brány hodnoty z dříve, prvotně provedených zkoušek a z navazujících zkoušek byly brány hodnoty pouze pro 5 kN při frekvenci 12 Hz (zpřesnění), tab. 4 zkoušky č. 13 až 15.

Tedy pro první výpočet byly brány hodnoty výše zmíněné, ze kterých byla vypočtena hodnota středního života pro zatížení 8 kN při 8Hz (zkoušky č. 21 a 22). Tato hodnota se brala jako porovnávací i při následujících testech. V druhém výpočtu bylo provedeno zpřesnění přidáním hodnot 7 kN při 8Hz a 4Hz (zkoušky č. 16 a 17). Ve třetím a posledním případě je ještě přidána hodnota 7,5 kN při 8Hz (zkoušky č. 18, 19 a 20). Volbou tří případů jsme simulovali vliv počtu vzorků, které jsou v našem případě ze statistického hlediska nedostačující.

počet kusů	počet cyklů do poruchy	frekvence zatížení [Hz]	hodnota zatížení [N]	
1	454584	12	3500	Data pro prvotní ověření
1	455864	12	3500	
1	487332	12	3500	
1	518279	12	3500	
1	558007	12	3500	
1	567971	12	3500	
1	169093	12	5000	
1	183289	12	5000	
1	172549	12	5000	
1	47999	10	6400	
1	62314	10	6400	
1	63509	10	6400	
1	65536	10	6400	
1	75070	10	6400	
1	75725	10	6400	
1	39687	4	7000	Přidaná data pro druhé přesnější ověření
1	37537	8	7000	
1	28815	8	7500	Přidaná data pro závěrečné ověření
1	23553	8	7500	
1	24945	8	7500	
1	20465	8	8000	Porovnávací data
1	18178	8	8000	

Tab. 5 Data pro jednotlivé ověření

Provedené výpočty byly zhotoveny podle interních materiálů TRW-DAS a.s.

Pro ověření jsem zvolil hledisko střední životnosti, kde je vypočten i interval konfidence.

Dalším porovnávacím faktorem je životnost B(X) (BX Information), protože firma TRW-DAS a.s. životnost BX používá pro vyhodnocení testů.



Skutečnou hodnotu středního života pro 8 kN při 8Hz jsem určil jako aritmetický průměr dvou naměřených hodnot pro 8 kN při 8Hz.

Skutečná hodnota:

$$N_{SKUT} = \frac{20\,465 + 18\,178}{2} = 19\,321,5 \text{ cyklů do poruchy}$$

### **Střední životnost (Mean Life)**

Hodnoty vstupující do výpočtu:

- úroveň konfidence jsem po konzultaci zvolil 95%,
- amplituda zatěžující síly (mechanické zatížení) 8 kN,
- frekvence zatěžující síly (frekvenční zatížení) 8 Hz,

Střední životnosti činí 20 664 cyklů do poruchy a interval konfidence je:

$$\text{Interval konfidence } \langle 17\,313; 24\,662 \rangle$$

Oba naměřené vzorky svým počtem cyklů do poruchy spadají do intervalu konfidence.

$$20\,465 \in \langle 17\,313; 24\,662 \rangle$$

$$18\,178 \in \langle 17\,313; 24\,662 \rangle$$

Vstupní veličiny pro ověření:

- Skutečná hodnota pro 8 kN při 8Hz:  $N_{SKUT} = 19\,321,5$  cyklů do poruchy
- Vypočtená hodnota pro 8 kN při 8Hz:  $N_A = 20\,664$  cyklů do poruchy

Procentuální odchylka:

$$\begin{aligned} \Delta &= \left| \frac{N_A - N_{SKUT}}{N_{SKUT}} \right| \cdot 100 \\ \Delta &= \left| \frac{20\,664 - 19\,321,5}{19\,321,5} \right| \cdot 100 \\ \Delta &= 6,95\% \end{aligned} \tag{33}$$

Druhý výpočet – rozšířený počet zkoušek:

Hodnota střední životnosti činí 20 146 cyklů do poruchy a interval konfidence:

$$\text{Interval konfidence } \langle 18\,264; 22\,222 \rangle$$

Oba naměřené vzorky svým počtem cyklů do poruchy spadají do intervalu konfidence.

$$20\,465 \in \langle 18\,264; 22\,222 \rangle$$

$$18\,178 \in \langle 18\,264; 22\,222 \rangle$$

Vstupní veličiny pro ověření:

- Skutečná hodnota pro 8 kN při 8Hz:  $N_{SKUT} = 19\,321,5$  cyklů do poruchy
- Vypočtená hodnota pro 8 kN při 8Hz:  $N_A = 20\,146$  cyklů do poruchy

Procentuální odchylka:

$$\begin{aligned}\Delta &= \left| \frac{N_A - N_{SKUT}}{N_{SKUT}} \right| \cdot 100 \\ \Delta &= \left| \frac{20\,146 - 19\,321,5}{19\,321,5} \right| \cdot 100 \\ \Delta &= 4,26\%\end{aligned}\tag{34}$$

Třetí výpočet-zahrnuty všechny zkoušky:

Hodnota střední životnosti činí 19 194 cyklů do poruchy a interval konfidence:

$$\text{Interval konfidence } \langle 17\,750; 20\,755 \rangle$$

Oba naměřené vzorky svým počtem cyklů do poruchy spadají do intervalu konfidence.

$$20\,465 \in \langle 17\,750; 20\,755 \rangle$$

$$18\,178 \in \langle 17\,750; 20\,755 \rangle$$

Vstupní veličiny pro ověření:

- Skutečná hodnota pro 8 kN při 8Hz:  $N_{SKUT} = 19\,321,5$  cyklů do poruchy
- Vypočtená hodnota pro 8 kN při 8Hz:  $N_A = 19\,194$  cyklů do poruchy



Procentuální odchylka:

$$\Delta = \left| \frac{N_A - N_{SKUT}}{N_{SKUT}} \right| \cdot 100$$
$$\Delta = \left| \frac{19\,194 - 19\,321,5}{19\,321,5} \right| \cdot 100 \quad (35)$$
$$\Delta = 0,66\%$$

Porovnáním hodnot je zřejmé, že největší odchylka je 6,95 %. Tato odchylka je ze statistického hlediska opravdu poměrně .

### Životnost B(X)

Toto porovnání jsem zvolil, protože je to jeden z hlavních požadavků při zkouškách. Postup je stejný jako při řešení střední životnosti.

Hodnoty vstupující do výpočtu:

- úroveň konfidence jsem zvolil 95%,
- amplituda zatěžující síly (mechanické zatížení) 8 kN,
- frekvence zatěžující síly (frekvenční zatížení) 8 Hz.

První případ – původní s skupina měření rozšířena o zkoušky s amplitudou zátěžující síly 8 kN a frekvencí zatížení 12 Hz

Výsledky:

- $B(10) = 17\,786$  cyklů

Druhý případ – rozšířená skupina měření:

Výsledky:

- $B(10) = 17\,454$  cyklů

Třetí případ- zahrnuta všechna měření:

Výsledky:

- $B(10) = 16\,592$  cyklů

Z výsledků je vidět, že všechny hodnoty mají nižší hodnotu počtu cyklů, než jsme získali ze zkoušky.

## 7. Závěr

Cílem této práce bylo získání přehledu o problematice akceleračních testů životnosti ve spolupráci s firmou TRW-DAS a.s., která touto metodou zvyšuje efektivitu stávajících zkoušek. Pro firmu nebylo prvořadé pouhé sestavení akcelerované zkoušky životnosti, ale i hlubší náhled do problematiky tohoto tématu, který přináší řešerše v úvodu této práce

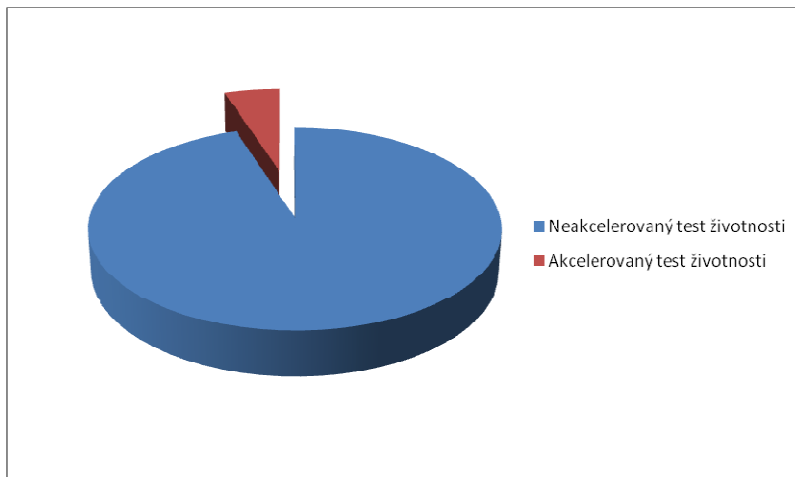
Pro realizaci celé zkoušky jsem provedl analýzu napjatosti pro zjištění rozložení napjatostí a míst koncentrace napětí s následným vznikem trhliny. Pro analýzu napjatosti bylo nutné vytvoření modelů v softwaru Pro/Engineer Wildfire 4.0. Z analýzy napjatosti jsem zjistil místa koncentrace napětí a tedy místa vzniku trhliny. Tato místa vzniku trhliny se nachází v neužším místě krčku čepu a druhé na hraně kuželového uchycení čepu a kuželové díry v přípravku. Místa vzniku trhliny byly verifikací experimentem potvrzeny.

Po verifikaci experimentem jsem došel k závěru, že výsledky jsou s poměrně velmi malou procentuální odchylkou, která se v posuzovaném případě pohybovala do 7%.

Pokud se srovnají délka trvání zkoušky životnosti a akcelerované zkoušky životnosti, je akcelerovaná zkouška při amplitudě síly 7 kN a frekvenci 8 Hz oproti zkoušce při 3,5kN a 12Hz kratší o 10,4 hodin. Při amplitudě síly 8 kN při frekvenci 8 Hz akcelerované zkoušky je zkrácení o 11,08 hodin. To je při běžném trvání zkoušky 11,7 hodin nezanedbatelná hodnota a tedy i více než 90% úspora času.

Časové úspory využití stroje znamenají v důsledku kratšího trvání jedné zkoušky možnost provedení většího počtu zkoušek na zkušebním stroji a tedy vyšší využití. Z ekonomického hlediska bude návratnost financí z jeho nákupu přibližně o 90 % rychlejší.

Získané závěry naznačují, že akcelerované zkoušky jsou trendem ve zkušebnictví, stejně jako software řešící tuto problematiku též.



**Obr. 7.1** Časové srovnání akcelerované a neakcelerované zkoušky životnosti v hodinách

## 8. Seznam použitých zdrojů

- [1] DODSON, B. L., SCHWAB, H. L. *Accelerated Testing. A Practitioner's Guide to Accelerated and Reliability Testing*. SAE International 2006.
- [2] KLYATIS, L. M. *The Strategy of Accelerated Reliability Testing Development for Car Components*. SAE International 2000.
- [3] *Accelerated Life Testing Analysis* [online]. 2007. USA : ReliaSoft, 2007. Dostupné z WWW: <http://www.weibull.com/>
- [4] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. *Pružnost a pevnost I*, VUT Brno 1992.
- [5] JAN, Z.-VÉMOLA, A.-ŽDÁNSKÝ, B.: *Automobily – podvozek a převodová ústrojí*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno 2003, ISBN 80-7204-262-9
- [6] NOVÁK, J., *Návrh uložení hydraulického válce zkušebního zařízení kulových kloubů*, Brno: VUT, 2009
- [7] Jiráček, J., Havlíček, S., Rozsivalová, Z.: *Diagnostika a zkušebnictví. Elektronické texty*, Brno 2002.
- [8] VASSILIOU, Pantelis. *Understanding Accelerated Life-Testing Analysis : Pantelis Vassiliou and Adamantios Mettas* [online]. Tucson : ReliaSoft, 2003. Dostupné z WWW:  
<<ftp://ftp.estec.esa.nl/pub3/tosqq/qq/RAMS2003ConferenceTutorial/Tutorials/2Dnote.s.pdf>>.
- [9] [Http://www.trwczech.cz/dacice](http://www.trwczech.cz/dacice) [online]. 13.5:2010. TRW-DAS a.s. Dostupné z WWW: <[http://www.trwauto.cz/02\\_index.html](http://www.trwauto.cz/02_index.html)>.
- [10] [Http://www.proform.ch/](http://www.proform.ch/) [online]. 2009. Materialien-elastomere. Dostupné z WWW: <[http://www.proform.ch/de/m\\_vg.htm](http://www.proform.ch/de/m_vg.htm)>.
- [11] Studijní podklady VUT v Brně 2009 předmětu *QDS - Spolehlivost dopravních strojů a zařízení*, autor prof. Ing. Zdeněk Vintr, CSc.
- [12] SONSINO, C.M. *LIGHT-WEIGHT DESIGN CHANCES USING HIGH-STRENGTH STEELS* [online]. Darmstadt/Germany : LBF, 2005. Dostupné z WWW: <<http://www.msm.cam.ac.uk/phasetrans/2005/LINK/171.pdf>>.
- [13] *Technisches Datenblatt von: Polyamid (POM)* [online]. Austria : Werner Winkler GmbH, 2007. Dostupné z WWW: <[http://www.acrylglastechnik.at/Datenblatt/Db\\_POM.pdf](http://www.acrylglastechnik.at/Datenblatt/Db_POM.pdf)>.
- [14] KOHNKE, P. ANSYS Theory Reference. Release 5.7, ANSYS Inc., 1999.

- [15] LEINVEBER,J.-ŘASA,,J-VÁVRA,P: *Strojnické tabulky*, SCIENTIA spol. s.r.o , Brno 2000, ISBN 80-7183-164-6
- [16] *Výkresová dokumentace* TRW-DAS a.s., TRW-DAS a.s., 2009
- [17] *Low wear low friction* [online]. USA : Dupont, 2010. Dostupné z WWW: <plastics.dupont.com/plastics/pdflit/europe/delrin/DELLWLFe.pdf>.

## **9. Seznam obrázků**

- Obr. 1.1** Akcelerovaná zkouška
- Obr. 2.1** Typický zátěžový rozsah pro testované komponenty
- Obr. 2.2** Kompletní a cenzurovaná data z testu
- Obr. 2.3** Malé množství dat (vzorků)
- Obr. 2.4** Testování dvou (více) úrovní zatížení
- Obr. 3.1** Náprava McPherson
- Obr. 3.2** Pozice kulového kloubu v řízení
- Obr. 3.3** Kulový kloub OBJ
- Obr. 3.4** Kulový kloub IBJ
- Obr. 4.1** 3D model kulového čepu
- Obr. 4.2** 3D model vrchního pouzdra
- Obr. 4.4** 3D model spodního pouzdra
- Obr. 4.5** 3D model hlavice
- Obr. 4.6** 3D model krycího víka
- Obr. 4.7** Přípravek pro uchycení kulového čepu při zkoušce
- Obr. 4.8** Přípravek použitý při zkoušce
- Obr. 5.1** Zjednodušený model kulového čepu
- Obr. 5.2** Zjednodušený model spodního pouzdra
- Obr. 5.3** Zjednodušený model vrchního pouzdra
- Obr. 5.4** Zjednodušená hlavice kulového čepu
- Obr. 5.5** Zjednodušený model krytky kulového čepu
- Obr. 5.6** Zjednodušený model přípravku
- Obr. 5.7** Test vzorku
- Obr. 5.8** SOLID 187
- Obr. 5.9** SOLID 186
- Obr. 5.10** Koncový model
- Obr. 5.11** Vysít'ovaný model
- Obr. 5.12** Mapované elementy kulového čepu
- Obr. 5.13** Zjemněná mapovaná síť přípravku
- Obr. 5.14** Mapovaná síť spodního pouzdra
- Obr. 5.15** Volná síť vrchního pouzdra
- Obr. 5.16** Síť hlavice čepu
- Obr. 5.17** Vazby na modelu
- Obr. 5.18** Kontaktní plochy přípravek a čep
- Obr. 5.19** Kontakty koule
- Obr. 5.20** Kontaktní plochy spodní pouzdro
- Obr. 5.21** kontaktní plochy vrchní pouzdro
- Obr. 5.22** Výsledky analýzy pro zatížení 3,5kN (von Mises stress)

- Obr. 5.23** Výsledky analýzy pro zatížení 7kN (von Mises stress)  
**Obr. 5.24** Výsledky analýzy pro zatížení 8kN (von Mises stress)  
**Obr. 5.25** Výsledky analýzy pro zatížení 3,5kN  
**Obr. 5.26** Výsledky analýzy pro zatížení 7kN  
**Obr. 5.27** Výsledky analýzy pro zatížení 8kN  
**Obr. 5.28** Prasknutí na hraně kuželového uchycení  
**Obr. 5.29** Prasknutí v krčku čepu  
**Obr. 6.1** Uchycení vzorku  
**Obr. 6.2** Řez kulovým čepem  
**Obr. 6.3** Řez kulovým kloubem  
**Obr. 7.1** Časové srovnání akcelerované a neakcelerované zkoušky životnosti v hodinách

**Tabulky:**

- Tab. 1** Nejběžnější životní distribuce  
**Tab. 2** Degradční modely  
**Tab. 3** Prvotní zkouška  
**Tab. 4** Následující zkouška  
**Tab. 5** Data pro jednotlivé ověření

## 10. Použité označení veličin

A	netepelná konstanta	
$A_F$	akcelerační faktor	[-]
b	parametr modelu	[-]
B	parametrů modelu	[-]
C	parametr modelu	[-]
$E_A$	aktivační energie	
$f_0(t)$	pdf (hustotu pravděpodobnosti) při běžných podmínkách	[%]
$h_0(t)$	Intenzita náhodného jevu (Hazard Function) při běžných provozních podmínkách	[%]
k	koeficient bezpečnosti	[-]
K	parametr modelu	[-]
L	parametr reprezentující střední životnost, charakteristickou životnost, medián nebo $B(x)$	
$L_{Accelerated}$	zatížení při standardní funkci součásti	
$L_{USE}$	zatížení při akcelerovaném testu	
m	počet zatížení souvisejících s náhodnou proměnou (časově nezávislý)	[-]
n	počet vzorků degradačního modelu	[-]
N	další modelový parametr	[-]
N	počet cyklů, kterými bylo těleso již zatíženo	[-]
$N_A$	vypočtený počet cyklů	[-]
$N_f$	požadovaný počet cyklů pro životnost součástky	[-]
$N_{SKUT}$	skutečný počet cyklů	[-]
R	rychlost odezvy	
$R_0(t)$	spolehlivostní funkce při běžných provozních podmínkách	[%]

$t$	čas zkoušky	[s]
$t_{ZR}$	čas zrychlené zkoušky	[s]
$t_f$	požadovaná doba pro životnost součástky	[s]
$t_0$	čas do selhání součásti	[s]
$t_e$	čas selhání nebo čas zvýšení zátěžové charakteristiky	[s]
$T$	absolutní teplota	[K]
$U$	netepelné zatížení	
$V$	parametr reprezentující úroveň zatížení	[K]
$x$	vstupní parametr degradačního modelu	
$\mathbf{x}$	střední kvadratická odchylka	[-]
$\vec{X}$	vektor $\mathbf{n}$ zatížení	[-]
$y$	vstupní parametr degradačního modelu	
$\alpha$	parametr ve vyšetřovaném zátěžovém stavu, charakterizující deformačně-pevnostní spolehlivost	[MPa]
$\alpha_j$	parametry modelu	[-]
$\alpha_M$	mezní hodnota parametru $\alpha$	[MPa]
$\alpha_{Mm}$	mezní hodnota veličiny $\alpha$ , popisující vznik mezního stavu m	[MPa]
$\beta$	parametr modelu	[-]
$\varepsilon$	akcelerační faktor	[-]
$\eta$	parametr modelu	[-]
$\lambda_0(t)$	intezita poruch	[%]
$\phi$	parametr modelu	[-]